



ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE CHIMBORAZO

FACULTAD DE MECÁNICA

ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA

**“DISEÑO Y AUTOMATIZACIÓN VIRTUAL DE UN SISTEMA DE
TRANSPORTE, DESEMPAQUETADO Y ALIMENTACIÓN DE
AMIANTO”**

Mauro Adrián Llanga Puluche.

TESIS DE GRADO

PREVIA A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE:

INGENIERO MECÁNICO

Riobamba – Ecuador

2011

Espoch

Facultad de Mecánica

CERTIFICADO DE APROBACIÓN DE TESIS

CONSEJO DIRECTIVO

Enero, 28 del 2011

Yo recomiendo que la Tesis preparada por:

MAURO ADRIÁN LLANGA PULUCHE.

Titulada:

**“DISEÑO Y AUTOMATIZACIÓN VIRTUAL DE UN SISTEMA DE TRANSPORTE,
DESEMPAQUETADO Y ALIMENTACIÓN DE AMIANTO”**

Sea aceptada como parcial complementación de los requerimientos para el Título de:

INGENIERO MECÁNICO

Ing. Geovanny Novillo A.
DECANO FAC. DE MECÁNICA

Nosotros coincidimos con esta recomendación:

Ing. Washington Ruales P.
DIRECTOR DE TESIS

Ing. Pablo Montalvo J.
ASESOR DE TESIS

CERTIFICADO DE EXAMINACIÓN DE TESIS

NOMBRE DEL ESTUDIANTE: MAURO ADRIÁN LLANGA PULUCHE

TÍTULO DE LA TESIS: “DISEÑO Y AUTOMATIZACIÓN VIRTUAL DE UN SISTEMA DE TRANSPORTE, DESEMPAQUETADO Y ALIMENTACIÓN DE AMIANTO”

Fecha de Examinación: Enero 28 del 2011.

RESULTADO DE LA EXAMINACIÓN:

COMITÉ DE EXAMINACIÓN	APRUEBA	NO APRUEBA	FIRMA
ING. EDUARDO VILLOTA M. (Presidente Trib. Defensa)			
ING. WASHINGTON RUALES P. (Director de Tesis)			
ING. PABLO MONTALVO J. (Asesor)			

* Más que un voto de no aprobación es razón suficiente para la falla total.

RECOMENDACIONES: _____

El Presidente del Tribunal quien certifica al Consejo Directivo que las condiciones de la defensa se han cumplido.

f) Presidente del Tribunal

DERECHOS DE AUTORÍA

El trabajo de grado que se presenta, es original y basado en el proceso de investigación y/o adaptación tecnológica establecido en la Facultad de Mecánica de la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo. En tal virtud, los fundamentos teóricos - científicos y los resultados son de exclusiva responsabilidad del autor. El patrimonio intelectual le pertenece a la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo.

f) MAURO ADRIÁN LLANGA PULUCHE

4786

AGRADECIMIENTO

Agradezco a Dios por darme la fortaleza para salir adelante. A mis padres Mauro y Lucía por todo el cariño, comprensión y confianza que han depositado en mí a lo largo de la carrera, su ejemplo de amor, lucha y trabajo han sido clave para mi desarrollo como persona. A mis hermanos María Viviana y Tomás por brindarme toda su alegría, a mi esposa Cicella por ayudarme en la culminación de este trabajo, al Sr. Oscar Plaza y Sra. Cicella Villegas por su incondicional apoyo, y a mis hermanos de la banda Carlos, Santiago, Diego, Jorge y Carolina

Mi sincero agradecimiento al Ing. Washington Ruales que siempre estuvo predispuesto para escucharme, guiarme y corregirme en la solución de los problemas que se presentaron, su crítica siempre valiosa, empeño y entusiasmo han sabido dirigir a plenitud esta tesis, al Ing. Pablo Montalvo por su asesoría en la automatización del Sistema y por dictar el seminario de PLC y LabVIEW que han sido indispensable para el desarrollo de esta tesis, al Ing. Aníbal Viñán por darme libertad suficiente para compaginar tesis y trabajo y haber depositado su confianza y amistad hacia mi persona.

Finalmente quiero agradecerle a un buen amigo, Miguel Pérez, por saber y hacer de la Ingeniería Mecánica un reto, de forma que una máquina no se vea solo como un frío conjunto de piezas, sus consejos y su siempre envidiable experiencia han hecho que mi vida tome otro sentido.

Adrián Llanga Puluche.

DEDICATORIA

Esta tesis la dedico a mis hijos Adrián Sebastián y Sol Simone por ser la más grande inspiración para levantarme cada mañana y saber que tengo a alguien que me espera con un abrazo cuando llego a casa, y a mi esposa Cicella que con su sonrisa y sus ojos llenos de ilusión han hecho que mis días sean felices.

Adrián Llanga Puluche.

RESUMEN

El presente trabajo consiste en el “Diseño y Automatización Virtual de un Sistema de Transporte, Desempaquetado y Alimentación de Amianto”. La metodología utilizada para el desarrollo de la tesis se realizó en un entorno de ingeniería concurrente, y está dirigido a toda industria que requieran del desembolsado automático de paquetes de amianto.

El sistema de transporte tipo banda transportadora, traslada en cada ciclo como máximo cinco paquetes, consiguiendo con esto la disminución de operarios, tiempo de operación y ahorro de combustible. El sistema de desempaquetado realiza la operación de desembolsar uno por uno los paquetes de amianto, para que el operario no resulte afectado por la inhalación de este polvo cancerígeno. La alimentación se la realiza con un transportador neumático de presión positiva, el cual hace que el sistema se acople a cualquier proceso productivo. Todo el sistema es controlado con un PLC, el cual energiza electroválvulas neumáticas, y estas últimas accionan a sus respectivos actuadores.

Mediante el diseño conceptual, renderizado, animación, verificación, análisis, diseño de detalle y planos, se logró tener una elevada calidad para el sistema y sus respectivos dispositivos, así como el ahorro de tiempo y dinero al contar con un prototipo seleccionado mediante una evaluación técnica y económica

Se recomienda que en el futuro se realice una implementación de un brazo robótico para que coloque los paquetes en la banda transportadora, y mediante un sistema SCADA se monitoree el proceso, para así eliminar por completo la inhalación de partículas de amianto por parte del operario.

SUMMARY

The present Work consists of the “Design and Virtual Automation of a Transport, Unpacking and asbestos Feeding System”. The methodology used for the thesis development was carried out in an environment of concurrent engineering and is directed to all industries requiring automated de-bagging of asbestos packs.

The delivery band type transport system, carried in each cycle a maximum of five packs, resulting in a decrease of workers, operation, time and fuel saving. The unpacking system carries out the operation of de-bagging one by one on the asbestos packs so that the worker may not be affected by the inhalation of this cancer – bearing dust. Feeding is carried out with a positive – pressure pneumatic transporter, which makes the system fit in with any productive process. All the system is controlled with a PLC which energizes the pneumatic electrovalves which drive their corresponding actuators.

Through the conceptual rendering design, animation, assessment, analysis, detail and planning design it was possible to have an elevated quality for the system and its corresponding devices as well as the money and time saving, having a selected prototype through a technical and economic evaluation.

It is recommended, in the future, to carry out an implementation of a robotic arm to place the packages on the delivery band and through a SCADA system monitor the process so as to eliminate completely the inhalation of asbestos particles by the worker.

TABLA DE CONTENIDOS

<u>CAPÍTULO</u>	<u>PÁGINA</u>
1. GENERALIDADES Y OBJETIVOS	
1.1 Antecedentes.....	1
1.2 Justificación técnica económica.....	2
1.3 Objetivos.....	3
1.3.1 Objetivo general.....	3
1.3.2 Objetivos específicos.....	3
2. METODOLOGÍA DE DISEÑO	
2.1 Definición del problema.....	4
2.1.1 Sistema de transporte.....	4
2.1.1.1 Transporte inicial.....	4
2.1.1.2 Transporte para el desempaquetado.....	4
2.1.1.3 Transporte para el depósito de desechos.....	5
2.1.2 Sistema de desempaquetado.....	5
2.1.3 Sistema de alimentación.....	5
2.1.4 Parámetros del amianto.....	5
2.1.4.1 Amianto.....	5
2.1.4.1.1 Clases de amianto.....	5
2.1.4.2 Datos generales del fabricante o productor.....	6
2.1.4.3 Propiedades físicas [1].....	6
2.1.4.4 Forma y tamaño del paquete de amianto.....	7
2.1.4.5 Peso.....	8
2.2 Formulación del problema [2].....	8
2.3 Tecnología existente.....	9
2.3.1 Máquinas semiautomáticas.....	9
2.3.2 Máquinas automáticas.....	9
2.4 Aplicaciones del diseño.....	11
2.5 Especificaciones técnicas de la máquina.....	12
2.5.1 Lista de deseos (D) y exigencias (E).....	12
2.5.1.1 Funciones.....	13
2.5.1.2 Energía.....	13
2.5.1.3 Seguridad.....	13
2.5.1.4 Ergonomía.....	13
2.5.1.5 Fabricación.....	14
2.5.1.6 Señales.....	14
2.5.1.7 Control.....	14
2.5.1.8 Mantenimiento.....	14
2.6 Estudio y selección de alternativas.....	15
2.6.1 Propuestas de estructuras de función.....	15
2.6.2 Matriz morfológica.....	16
2.6.3 Concepto óptimo.....	19
2.6.3.1 Bosquejo y descripción de propuestas.....	19
2.6.3.1.1 Prototipo 1.....	19
2.6.3.1.2 Prototipo 2.....	20
2.6.3.1.3 Prototipo 3.....	20
2.6.3.1.4 Descripción del prototipo 1.....	21
2.6.3.1.5 Descripción del prototipo 2.....	23
2.6.3.1.6 Descripción del prototipo 3.....	23

2.6.4	Evaluación económica.....	24
2.6.5	Evaluación técnica.....	25
2.6.6	Evaluación de propuestas.....	26
2.6.6.1	Selección de la mejor alternativa.....	27
2.6.6.2	Descripción funcional de la máquina.....	27

3. DISEÑO Y SELECCIÓN DE ELEMENTOS MECÁNICOS

3.1	Sistema de transporte [3].....	29
3.1.1	Criterios de selección para el sistema de transporte adecuado [4].....	29
3.1.2	Selección de la banda.....	31
3.1.2.1	Bandas textiles.....	31
3.1.2.1.1	Calidades de los recubrimientos.....	32
3.1.2.1.2	Ancho de banda.....	32
3.1.2.1.3	Selección de tipo de banda textil.....	33
3.1.2.1.4	Bandas rugosas.....	34
3.1.2.1.5	Estimación del peso de la banda textil.....	35
3.1.2.1.6	Denominación de la banda textil.....	36
3.1.3	Criterios de diseño para el transportador.....	36
3.1.3.1	Parámetros de transporte.....	36
3.1.3.2	Velocidad de transporte.....	37
3.1.3.3	Capacidad de transporte.....	39
3.1.4	Selección de rodillos.....	40
3.1.4.1	Selección de diámetro exterior.....	40
3.1.4.2	Número de revoluciones de los rodillos.....	40
3.1.4.3	Selección del rodamiento y del eje.....	40
3.1.4.3.1	Determinación de la carga sobre el rodamiento (P).....	41
3.1.4.3.2	Determinación de la seguridad de carga requerida (C/P).....	42
3.1.4.3.3	Selección del rodamiento que cubre la capacidad dinámica de carga (C) _{requerida}	43
3.1.4.4	Especificaciones técnicas de la selección de rodillos.....	44
3.1.4.5	Características del material para los rodillos.....	44
3.1.5	Cálculo de la potencia de accionamiento.....	45
3.1.5.1	Potencia necesaria para mover la banda descargada (N1).....	46
3.1.5.2	Potencia para vencer el movimiento de la carga (N2).....	47
3.1.5.3	Potencia necesaria para elevar la carga (N3).....	48
3.1.5.4	Potencia necesaria para accionar descargas intermedias "tripper" (Nt).....	48
3.1.6	Cálculo de tensiones de trabajo.....	49
3.1.7	Diagrama de tensiones.....	51
3.1.7.1	Tensión necesaria para mover la banda descargada (Tr).....	51
3.1.7.2	Tensión para vencer resistencias de rozamiento al movimiento de carga (Tq).....	52
3.1.7.3	Tensión necesaria para elevar la carga (Tv).....	52
3.1.7.4	Cálculo de tensiones según accionamiento.....	53
3.1.8	Número de capas textiles de refuerzo.....	54
3.1.9	Selección del tambor [5].....	55
3.1.9.1	Designación de referencia.....	55
3.1.9.1.1	Serie de tambor.....	56
3.1.9.2	Selección del tambor motriz.....	57
3.1.9.3	Selección del contra tambor o de reenvío.....	58
3.1.9.4	Verificación de los ejes de los tambores.....	59
3.1.9.4.1	Eje del tambor motriz.....	59
3.1.9.4.2	Eje del contra tambor.....	62
3.1.9.5	Limitación de flecha para tambor motriz y contra tambor [6].....	64
3.1.9.5.1	Flecha para tambor motriz.....	64
3.1.9.5.2	Flecha para contra tambor.....	65
3.1.9.6	Selección de chumaceras.....	65

3.1.9.6.1	Contra tambor.....	65
3.1.9.6.2	Tambor motriz.....	69
3.1.9.7	Diseño de los elementos del tensor de banda.....	71
3.1.9.7.1	Diseño del soporte del tensor.....	71
3.1.9.7.2	Diseño de los pernos del tensor.....	77
3.1.9.7.3	Diseño del tornillo de tensado.....	83
3.1.9.7.4	Diseño de la tuerca de tensado de banda.....	86
3.1.9.7.5	Diseño de la placa de tensado.....	89
3.1.10	Verificación de la estructura del transportador de banda.....	92
3.2	Sistema de desempaquetado.....	94
3.2.1	Corte longitudinal del paquete.....	94
3.2.2	Corte transversal del paquete.....	94
3.2.2.1	Determinación de la fuerza necesaria para el corte transversal.....	95
3.2.3	Diseño del sistema de transporte de desempaquetado.....	95
3.2.3.1	Selección de la cadena.....	96
3.2.3.1.1	Potencia de diseño [7].....	96
3.2.3.1.2	Selección del número de cadena.....	98
3.2.3.2	Selección de las catalinas.....	98
3.2.3.3	Análisis de fuerzas.....	99
3.2.3.4	Verificación de la potencia necesaria para mover el carro [8].....	100
3.2.3.5	Diseño del eje de la catalina.....	104
3.2.3.5.1	Selección de chumaceras.....	108
3.2.3.6	Diseño de las rieles para el carro de la ventosa.....	109
3.2.3.7	Diseño de soportes para el riel.....	113
3.2.4	Diseño del carro de la ventosa.....	115
3.2.4.1	Diseño de los brazos del bastidor superior.....	116
3.2.4.1.1	Diseño de la placa del brazo.....	120
3.2.4.2	Diseño de las ruedas del transportador.....	122
3.2.4.3	Diseño del mecanismo de tijeras.....	125
3.2.4.3.1	Funcionamiento.....	125
3.2.4.3.2	Dimensionamiento de la geometría del mecanismo [9].....	125
3.2.4.3.3	Análisis cinemático.....	127
3.2.4.3.4	Diseño y selección del bastidor inferior.....	128
3.2.4.4	Diseño y selección de los eslabones.....	133
3.2.4.5	Diseño y selección de pasadores.....	137
3.3	Sistema de alimentación.....	139
3.3.1	Selección del sistema neumático.....	141
3.3.2	Sistema de transporte neumático a presión positiva.....	143
3.3.2.1	Componentes de un sistema de transporte neumático a presión.....	143
3.3.3	Diseño y cálculo del sistema de transporte neumático a presión.....	144
3.3.3.1	Dimensionamiento del diámetro interno de la tubería.....	147
3.3.3.2	Selección del ventilador centrífugo.....	149
3.3.3.3	Selección de la esclusa o válvula rotativa.....	150
3.3.3.4	Dimensionamiento de la tolva de descarga.....	151
3.3.4	Verificación de la estructura del sistema de desempaquetado y alimentación.....	156

4. SISTEMA NEUMÁTICO

4.1	Diseño del sistema neumático.....	159
4.1.1	Esquema y descripción del sistema neumático [11].....	159
4.1.2	Selección de cilindros[12].....	161
4.1.3	Selección de motores.....	163
4.1.4	Selección de ventosas [13].....	165
4.1.4.1	Tipo de ventosas.....	165
4.1.4.1.1	Forma geométrica.....	165

4.1.4.1.2	Compatibilidad del material.....	166
4.1.4.1.3	Otras indicaciones.....	167
4.1.4.2	Diámetro necesario de la ventosa.....	167
4.1.4.3	Denominación de la ventosa.....	167
4.1.4.4	Presión de vacío (Pv).....	168
4.1.4.5	Fuerza de sujeción.....	169
4.1.4.6	Selección del generador de vacío.....	170
4.1.5	Selección del compresor [14].....	170
4.1.5.1	Cálculo de caudales.....	171
4.1.5.2	Cálculo de la potencia absorbida.....	173
4.1.5.3	Selección del tipo de compresor.....	174
4.1.6	Verificación del depósito.....	175
4.1.7	Selección de la unidad de mantenimiento.....	175
4.1.8	Selección de la válvula de cierre.....	176
4.1.9	Selección de electroválvulas direccionales.....	177
4.1.10	Selección de válvulas reguladoras de caudal.....	178
4.1.11	Selección de válvulas antirretorno.....	178
4.1.12	Selección de tuberías.....	179

5. SISTEMA DE AUTOMATIZACIÓN Y CONTROL

5.1	Diseño del circuito del tablero de control.....	180
5.1.1	Circuito eléctrico.....	180
5.1.1.1	Circuito de potencia.....	180
5.1.1.2	Circuito de control.....	181
5.1.1.3	Circuito de conexiones del PLC.....	181
5.1.2	Programación del PLC para modo automático [16].....	186
5.1.2.1	GRAFCET.....	187
5.1.2.2	GRAFCET de primer nivel.....	188
5.1.2.3	GRAFCET de segundo nivel.....	189
5.1.2.4	Traducción de GRAFCET a LADDER.....	190
5.1.3	Modo Manual.....	194
5.2	Selección elementos para el control.....	195
5.2.1	Contactores y relés.....	195
5.2.2	Unidades de mando y señalización.....	196
5.2.3	Unidades de protección de dispositivos eléctricos.....	196
5.2.4	Sensores.....	197
5.2.5	Otros dispositivos.....	197
5.3	Aplicación de software para animación de secuencias.....	198

6. TECNOLOGÍA DE LA CONSTRUCCIÓN, COSTOS Y MANTENIMIENTO

6.1	Tecnología de la construcción.....	200
6.1.1	Máquinas herramientas y equipos utilizados.....	200
6.1.2	Descripción del proceso productivo.....	201
6.1.3	Operaciones tecnológicas.....	204
6.1.4	Cursograma sinóptico de la construcción.....	209
6.2	Costos.....	211
6.2.1	Costos directos.....	211
6.2.1.1	Materiales y accesorios.....	211
6.2.1.2	Equipos utilizados.....	214
6.2.1.3	Mano de obra.....	214
6.2.1.4	Transporte.....	215
6.2.2	Costos indirectos.....	215
6.2.3	Costos totales.....	215

6.3	Operación.....	216
6.4	Mantenimiento.....	218
6.4.1	Mantenimiento de elementos más importantes.....	219
6.4.1.1	Compresor de tornillos.....	219
6.4.1.2	Ventilador centrífugo.....	220
7.	CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	
7.1	Conclusiones.....	222
7.2	Recomendaciones.....	224

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

BIBLIOGRAFÍA

LINKOGRAFÍA

ANEXOS

PLANOS

LISTA DE TABLAS

<u>TABLA</u>		<u>PÁGINA</u>
2.1	Clases de amianto.....	6
2.2	Datos generales del fabricante o productor de amianto.....	6
2.3	Propiedades físicas del amianto.....	7
2.4	Dimensiones del paquete de amianto.....	7
2.5	Evaluación económica.....	25
2.6	Evaluación técnica.....	26
3.1	Criterios de selección para el sistema de transporte.....	29
3.2	Características de las diferentes técnicas de transporte.....	30
3.3	Calidades de los recubrimientos normalizados.....	32
3.4	Identificación de las calidades.....	32
3.5	Anchos de banda normalizados.....	32
3.6	Dimensiones estándar de banda textil rugosa.....	34
3.7	Valores de P_l	35
3.8	Diámetro de rodillos.....	40
3.9	Peso de las partes giratorias de los rodillos.....	41
3.10	Seguridad de carga (C/P).....	42
3.11	Diámetro de eje y tipo de rodamiento.....	43
3.12	Dimensiones del tubo para rodillos.....	44
3.13	Valores del coeficiente " C_{LT} ".....	46
3.14	Coeficientes de fricción en los rodillos " f ".....	46
3.15	Coeficientes de rozamiento entre banda y tambor motriz (valor de μ).....	50
3.16	Coeficientes de seguridad para bandas de carcasa textil.....	54
3.17	Ejecución de acabado cabezales tambor.....	56
3.18	Serie de tambor.....	57
3.19	Serie USC tambor motriz con anillos ensambladores.....	57
3.20	Serie USF tambor loco con rodamientos incorporados.....	59
3.21	Valores de σ admisibles.....	61
3.22	Cargas muertas de la EST.....	92
3.23	Datos experimentales fuerza de empuje cilindro neumático de corte.....	95
3.24	Coeficiente de rozamiento en el apoyo de la rueda (f).....	101
3.25	Coeficiente de rozamiento de rodadura de la rueda por el carril (μ).....	101
3.26	Peso del carro G	102
3.27	Condiciones de equilibrio riel del carro ventosa.....	111
3.28	Momento flector máximo riel del carro ventosa.....	111
3.29	Verificación del diseño del riel del carro de la ventosa ventosa.....	112
3.30	Condiciones de equilibrio soporte para el riel.....	113
3.31	Momento flector máximo soporte para el riel.....	114
3.32	Verificación del diseño del soporte para el riel.....	115
3.33	Verificación del diseño para el brazo del bastidor superior.....	118
3.34	Condiciones de equilibrio de la placa del brazo.....	120
3.35	Momento flector máximo de la placa del brazo.....	121
3.36	Verificación del diseño de la placa del brazo.....	122
3.37	V_{max} y Mf_{max} para diferentes ángulos θ del perfil ranurado.....	129
3.38	Verificación del diseño del perfil ranurado.....	130
3.39	Verificación del diseño de los brazos del bastidor inferior.....	132
3.40	Reacciones a vencer por el cilindro del mecanismo de elevación.....	134
3.41	V_{max} , N_{max} y Mf_{max} para diferentes ángulos θ del eslabón.....	135
3.42	Verificación del diseño del eslabón.....	136
3.43	Longitud equivalente para codos.....	142
3.44	Factor de tamaño para la velocidad de transporte.....	145
3.45	Cargas muertas de la ESDA.....	156

4.1	Fuerzas requeridas para cada proceso.....	161
4.2	Diámetros de cilindros requeridos.....	162
4.3	Potencia de accionamiento para cada proceso.....	164
4.4	Materiales de la ventosa.....	166
4.5	Pruebas que ha sido sometido el material NBR.....	166
4.6	Coefficiente de seguridad “ η ”.....	168
4.7	Selección de válvulas direccionales.....	177
4.8	Selección de válvulas reguladoras de caudal.....	178
4.9	Selección de válvulas antirretorno.....	178
5.1	Asignación de direcciones para el PLC.....	186
5.2	Ecuaciones para programación del PLC en lenguaje LADDER.....	190
5.3	Dispositivos de mando.....	195
5.4	Contactores y relés.....	196
5.5	Unidades de mando y señalización.....	196
5.6	Unidades de protección.....	197
5.7	Unidades de detección.....	197
5.8	Otros dispositivos.....	197
6.1	Equipos que serán utilizados en la construcción.....	200
6.2	Partes constitutivas del stda de amianto.....	201
6.3	Operaciones tecnológicas requeridas para la construcción.....	204
6.4	Materiales y accesorios mecánicos.....	211
6.5	Rodamientos y chumaceras.....	212
6.6	Pernos, tuercas y arandelas.....	212
6.7	Materiales y accesorios eléctricos.....	213
6.8	Materiales y accesorios neumáticos.....	213
6.9	Equipos utilizados.....	214
6.10	Mano de obra utilizada.....	214
6.11	Transporte utilizado.....	215
6.12	Costos directos.....	215
6.13	Costos indirectos.....	215

LISTA DE FIGURAS

<u>TABLA</u>	<u>PÁGINA</u>
2.1	Dimensiones del paquete (papel) de amianto 7
2.2	Dimensiones del paquete (yute) de amianto 7
2.3	Estructura de funciones 8
2.4	Sistema semiautomático de desempaqueado 9
2.5	Sistema automático de desempaqueado 10
2.6	Máquina desempaquetadora manual 10
2.7	Alimentación a un molino de la máquina desempaquetadora 11
2.8	Visión de la ingeniería concurrente 12
2.9	Propuestas de estructuras de función 15
2.10	Matriz morfológica 16
2.11	Matriz morfológica mediante esquemas 18
2.12	Esquema del prototipo 1 19
2.13	Esquema del prototipo 2 20
2.14	Esquema del prototipo 3 20
2.15	Transporte [bodega – sistema] prototipo 1 21
2.16	Transporte [bodega – sistema] prototipo 2 23
2.17	Transporte [bodega – sistema] prototipo 3 24
2.18	Evaluación económica 25
2.19	Evaluación técnica 26
2.20	Evaluación de propuestas 27
2.21	Paquete cortado de manera longitudinal y transversal 28
3.1	Bandas textiles 31
3.2	Diagrama para seleccionar tipo de banda textil 33
3.3	Selección del tipo de banda textil 34
3.4	Banda textil rugosa 35
3.5	Configuración de la banda transportadora 36
3.6	Capacidad de transporte con cargas por unidades 39
3.7	Rodillo 44
3.8	Diagrama para hallar la potencia de accionamiento 45
3.9	Cuadro de resumen del cálculo de tensiones de trabajo 49
3.10	Diagrama de tensiones 53
3.11	Designación de referencia 55
3.12	Revestimiento del tambor 56
3.13	Serie USC 57
3.14	Tambor motriz 58
3.15	Anillos ensambladores 58
3.16	Acople flexible de cadena 58
3.17	Serie USF 58
3.18	Contra tambor 59
3.19	Representación vectorial de la T1, T2, q _T , en el tambor motriz 60
3.20	Distancia a _g 60
3.21	Representación vectorial de la T3, T4, q _T , del contra tambor 62
3.22	Flecha para tambor motriz y loco 64
3.23	Chumacera tensora SKF TBY 1.1/2 TM con rodamiento YAR 208-108 65
3.24	Diagrama de componentes del peso del tambor, chumacera y accesorios 66
3.25	Diagrama de fuerzas en el eje del contra tambor 67
3.26	Factor de temperatura rodamientos SKF 68
3.27	Chumacera de pared SKF FY 1.1/2 TM con rodamiento YAR 208-108 69
3.28	Diagrama de fuerzas en el eje del tambor motriz 70
3.29	Tensor de banda 71
3.30	Diagrama de fuerzas que actúan en el soporte tensor 71

3.31	Percepción de diseño para el soporte tensor mediante SolidWorks.....	72
3.32	Coefficiente de seguridad soporte tensor.....	76
3.33	Análisis de esfuerzo en soporte tensor.....	76
3.34	Deformaciones unitarias soporte tensor.....	76
3.35	Distribución de pernos en el soporte del tensor.....	77
3.36	DCL para pernos en tracción secundaria fuerza en (Z).....	78
3.37	DCL para pernos en tracción secundaria fuerza en (Y).....	79
3.38	Junta entre el tensor de banda y la estructura del transportador.....	81
3.39	Dimensiones del tornillo tensor de banda.....	83
3.40	Tornillo tensor de banda.....	86
3.41	Tuerca de un tornillo de potencia.....	87
3.42	Tuerca tensora de banda.....	88
3.43	Diagrama de equilibrio de la placa tensora.....	89
3.44	Percepción del diseño de los puntos críticos mediante SolidWorks.....	90
3.45	Análisis de esfuerzos placa de tensado.....	91
3.46	Coefficiente de seguridad placa de tensado.....	91
3.47	Deformación unitaria placa de tensado.....	91
3.48	Estructura sistema de transporte (EST).....	92
3.49	Código de colores de tensiones EST.....	93
3.50	Diagramas de momentos flectores EST.....	93
3.51	Corte longitudinal del paquete.....	94
3.52	Corte transversal paquete.....	95
3.53	Esquema del mecanismo de avance con tracción flexible.....	96
3.54	Factor compensatorio de seguridad.....	97
3.55	Diagrama de fuerzas en la cadena.....	100
3.56	Esquema para determinar el momento de resistencia al desplazamiento.....	101
3.57	Diagrama de fuerzas que actúan en las ruedas del carro.....	102
3.58	Eje de la catalina.....	105
3.59	Diagrama de fuerzas en el plano XZ eje catalina.....	105
3.60	Fluctuación de los esfuerzos en el eje de la catalina.....	106
3.61	Chumacera de piso para eje de catalina.....	108
3.62	Riel de carro de la ventosa.....	109
3.63	Posiciones del carro de la ventosa.....	110
3.64	Diagrama de fuerzas en el plano YZ riel del carro de la ventosa.....	110
3.65	Fluctuación del esfuerzo en el riel.....	111
3.66	Soporte para el riel.....	113
3.67	Diagrama de fuerzas en el plano YX soporte del riel.....	113
3.68	Fluctuación de los esfuerzos en el riel.....	114
3.69	Carro de la ventosa.....	115
3.70	Brazo del bastidor superior.....	116
3.71	Diagrama de fuerzas en el plano XY brazo mecanismo de elevación.....	116
3.72	Fluctuación del esfuerzo en el brazo.....	117
3.73	Coefficiente de seguridad brazo del bastidor superior.....	119
3.74	Análisis de esfuerzo brazo del bastidor superior.....	119
3.75	Deformación unitaria brazo del bastidor superior.....	119
3.76	Placa del brazo.....	120
3.77	Diagrama de fuerzas en el plano YZ de la placa del brazo.....	120
3.78	Fluctuación de los esfuerzos de la placa del brazo.....	121
3.79	Disposición de las ruedas del carro de la ventosa.....	122
3.80	Dimensiones principales del mecanismo tipo tijeras.....	126
3.81	Análisis cinemático con SolidWork.....	128
3.82	Bastidor inferior.....	128
3.83	DCL del perfil ranurado.....	129
3.84	Fluctuación de los esfuerzos en el perfil ranurado.....	130
3.85	DCL brazos del bastidor inferior.....	131

3.86	Fluctuación del esfuerzo en el brazo del bastidor inferior.....	132
3.87	Cargas y reacciones en el plano YZ sobre los eslabones.....	133
3.88	Esquema y diagrama de cuerpo libre de un eslabón.....	134
3.89	Componentes rectangulares de las reacciones y cargas en el eslabón.....	134
3.90	DCL del eslabón en ejes secundarios.....	135
3.91	Fluctuación del esfuerzo en los eslabones del mecanismo de elevación.....	135
3.92	Concentración de mezcla para polvos.....	141
3.93	Flujo para selección del sistema.....	142
3.94	Sistemas de transporte neumático a presión.....	143
3.95	Dimensiones de ductos de transporte.....	148
3.96	Curva característica de ventilador centrífugo S&P.....	150
3.97	Curva característica de esclusa MIGSA.....	151
3.98	Dimensiones requeridas por la tolva de descarga.....	152
3.99	Carga distribuida sobre la placa.....	154
3.100	Estructura del sistema de desempaqueado y alimentación (ESDA).....	156
3.101	Asignación de cargas influyentes en la ESDA.....	157
3.102	Código de colores de tensiones ESDA.....	157
3.103	Diagramas de momentos flectores ESDA.....	158
4.1	Diagrama del sistema neumático.....	160
4.2	Denominación de cilindros según ISO 15552.....	163
4.3	Tipos de formas geométricas de una ventosa	165
4.4	Denominación de una ventosa SMC.....	167
4.5	Ventosa ZPX conexión lateral sin telescópico SMC.....	168
4.6	Diagrama de presiones que actúan en la ventosa.....	169
4.7	Compresor ATLAS COPCO GA 18 100.....	170
4.8	Diagrama de tiempos.....	173
4.9	Monograma para la selección del compresor.....	174
4.10	Unidad de mantenimiento.....	176
4.11	Válvula de cierre.....	177
4.12	Electroválvula direccional.....	177
4.13	Válvula reguladora de caudal.....	178
5.1	Tablero de control.....	180
5.2	Circuito de control PLC.....	182
5.3	Circuito de conexiones del PLC y módulo de ampliación.....	183
5.4	Circuito de potencia y control para motores del ventilador y esclusa.....	184
5.5	Circuito de control para modo manual.....	185
5.6	PLC TWIDO TWDLMDA 20DRT.....	186
5.7	GRAFCET de primer nivel para modo automático.....	188
5.8	GRAFCET de segundo nivel para modo automático.....	189
5.9	Pantalla de simulación para secuencias neumáticas del sistema.....	198
5.10	GRAFCET diagramado en el software Automation Studio.....	199

LISTA DE SÍMBOLOS

SÍMBOLO

W_g	Kg/m	Peso de la banda.
B	m	Ancho de la banda.
e_r	mm	Espesor total de los recubrimientos.
Pl	Kg/m ²	Peso por m ² de cada capa textil.
Z		Número de capas textiles.
a_s	m	Paso estación superior.
a_i	m	Paso estación inferior.
L	mm	Longitud de transporte.
t_0	s	Tiempo que demorará el paquete en ir de la posición inicial a la final.
v	m/s	Velocidad de la banda.
N_B		Número de paquetes que abarcan en la banda.
t_1	s	Tiempo mínimo que demorará en colocar un paquete el operario.
N_T		Número de paquetes totales por turno.
t_2	s	Tiempo de transporte.
Q_m	T	Capacidad requerida por turno.
Q	kg	Peso del paquete de amianto.
$d_{paquete}$	m	Separación entre paquetes.
Q_t	T/h	Capacidad de transporte.
D	mm	Diámetro del rodillo.
n	rev/min	Número de revoluciones de los rodillos.
P	kg	Carga sobre el rodamiento.
C/P		Seguridad de carga requerida.
$C_{requerida}$	kg	Capacidad dinámica de carga exigible al rodamiento.
Kt	kg	Carga total sobre estación de rodillos.
L_E	m	Distancia entre estaciones.
g	kg/m	Peso de las partes giratorias del rodillo.
P_{PR}	kg	Peso de las partes giratorias.
a	m	Paso estaciones.
Na	CV	Potencia de accionamiento.
$N1$	CV	Potencia necesaria para mover la banda descargada.
$N2$	CV	Potencia necesaria a vencer el rozamiento al movimiento de la carga.
$N3$	CV	Potencia para elevar la carga.
Nt	CV	Potencia necesaria para accionar descargas intermedias ("tripper").

C_{LT}		Coeficiente según la longitud de transporte.
f		Coeficiente de rozamiento en rodillos.
Gm	kg	Peso de las partes móvil.
Gs	Kg/m	Peso de las partes giratorias de los rodillos soporte superior.
Gi	Kg/m	Peso de las partes giratorias de los rodillos soporte inferior.
δ	°	Ángulo de inclinación del transporte.
P_{PRs}	kg	Peso de las partes giratorias superior.
P_{PRi}	kg	Peso de las partes giratorias inferior.
H	m	Altura vertical de transporte.
F_{acc}	kg	Fuerza de accionamiento en el tambor motriz.
$T1$	kg	Tensión de la banda a la entrada en tambor motriz.
$T2$	kg	Tensión de la banda a la salida del tambor motriz.
e		Base de los logaritmos neperianos o naturales ($e = 2,7182$).
μ		Coeficiente de rozamiento entre la banda y el tambor motriz.
α	radianes	Ángulo del tambor motriz abrazado por la banda.
Tr	kg	Tensión necesaria para mover la banda descargada.
Trs	kg	Tensión necesaria para el ramal superior.
Tri	kg	Tensión necesaria para el ramal inferior.
Tq	kg	Tensión para vencer resistencias de rozamiento al movimiento de carga.
Tv	kg	Tensión necesaria para elevar la carga.
Tb	kg	
$F_{acc-nec}$	kg	Fuerza de accionamiento necesaria.
z_{CT}		Número de capas textiles de refuerzo.
S		Coeficiente de seguridad.
Tm	kg	Tensión máxima de trabajo de la banda.
$R1$	N/mm	Resistencia nominal de cada capa textil.
a_g	mm	Distancia entre los soportes y brida tambor.
Cp	kg	Resultante de las tensiones del tambor motriz.
q_T	kg	Peso del tambor.
Mf	kg.m	Momento de flexión.
n_T	rev/min	Número de revoluciones del tambor motriz.
Mt	kg.m	Momento de torsión.
Mif	kg.m	Momento ideal de flexión.
σ_{adm}	Kg/ mm ²	Esfuerzo admisible.
W	mm ³	Módulo de resistencia.
Cpr	kg	Resultante de las tensiones del tambor de reenvío.

d	mm	Diámetro del eje.
ft		Flecha para tambor motriz y contra tambor.
Cse	kg	Carga sobre el eje, en el caso del motriz Cp y del de reenvío Cpr .
E	Kg/mm ²	Módulo de elasticidad del acero.
J	mm ⁴	Momento de polar de inercia.
Co_{req}	kg	Capacidad estática de carga requerida.
P_o	KN	Carga estática equivalente.
f_T		Factor de temperatura.
f_r	KN	Carga radial.
f_a	KN	Carga axial.
F_n	kg	Fuerza normal.
$d \perp$	mm	Distancia perpendicular a la fuerza.
C	mm	Distancia del eje neutro hacia el extremo de la sección.
σ_f	Kg/mm ²	Esfuerzo de flexión.
b	mm	Largo del perfil.
t	mm	Espesor del perfil.
τ_c	Kg/mm ²	Esfuerzo de corte.
V	kg	Fuerza de corte.
A	mm ²	Área de la sección transversal.
σ_a	Kg/mm ²	Esfuerzo de tracción.
F_a	kg	Fuerza axial.
Sy	Kg/mm ²	Límite de fluencia del acero.
σ_x	Kg/mm ²	Sumatoria de fuerzas de flexión, tracción, compresión.
τ_{xy}	Kg/mm ²	Sumatoria de esfuerzos de corte.
η		Coefficiente de seguridad.
P	kg	Fuerza de corte.
N		Número de pernos.
Ac	mm ²	Área de corte.
τ_p	Kg/mm ²	Esfuerzo de corte para pernos.
Ft	kg	Fuerza de tracción.
r	mm	Radio de giro.
Fi	kg	Pretensión del perno.
At	mm ²	Área de tracción.
Cp		Contante de empaquetadura.
Ap	mm ²	Área del perno.

l_{ag}	mm	Agarre.
Kb	Kg/mm	Constante de rigidez del perno.
dm	mm	Diámetro medio.
μ		Coefficiente de fricción entre la rosca del tornillo y la tuerca.
l	mm	Avance.
Tc	kg.mm	Torque del collarín.
μ_c		Coefficiente de fricción del collarín.
d_c	mm	Diámetro medio del collar.
d	mm	Diámetro mayor nominal.
p	mm	Paso.
τ_T	Kg/mm ²	Esfuerzo de corte por torsión.
Pm	HP	Potencia real del motor.
Fs		Factor para calcular el margen compensatorio de seguridad.
D_{pitch}	mm	Diámetro pitch.
p_{pitch}		Paso de la cadena.
Z_d		Número de dientes.
V_{cadena}	fpm	Velocidad de la cadena.
W	kg	Fuerza de rozamiento.
P_{viento}		Carga debido al viento.
H_{cadena}	kg	Pandeo de la cadena.
q	Kg/m	Peso de un metro de cadena.
l_{cadena}	m	Longitud máxima de la cadena que pandea libremente.
h	mm	Altura de pandeo en la cadena.
η_1		Coefficiente de pérdidas en la catalina.
P_{carro}	HP	Potencia que necesita el carro.
G	kg	Peso propio del carro.
L_{eq}	m	Longitud equivalente.
$\sum L_H$	m	Sumatoria de todas las longitudes horizontales.
$\sum L_V$	m	Sumatoria de todas las longitudes verticales.
$\sum L_{EC}$	m	Sumatoria de todas las longitudes equivalentes de codos.
$\sum L_{EV}$	m	Sumatoria de todas las longitudes equivalentes de válvulas.
C_p		Concentración de mezcla.
$P_{Riobamba}$	in Hg	Presión a condición local.

P_{CN}	in Hg	Presión a condiciones normales.
Z_{lugar}	ft	Altura del lugar.
$\rho_{a_{Riobamba}}$	Kg/mm ³	Densidad del aire en condiciones locales.
R_a	J/Kg * °K	Constante particular del aire.
T_{amb}	°K	Temperatura promedio del lugar.
v_a	m/s	Velocidad del aire.
ρ_m	T/m ³	Densidad del material.
k_1		Factor para materiales secos y en polvo.
k_2		Factor de tamaño de las partículas del material transportado.
v_{cr}	m/s	Velocidad crítica del material.
a	m	Tamaño de las partículas de material.
C		Coeficiente de forma tamaño y superficie del material.
\dot{V}_a	m ³ /s	Flujo de aire.
k_3		Factor considerado por pérdidas debido a las fugas de aire.
P_e	Kg/cm ²	Presión estática.
H_{sist}	m	Altura del sistema.
P_{vent}	HP	Potencia del ventilador.
η		Rendimiento del ventilador.
P_M	HP	Potencia del motor.
η_M		Rendimiento mecánico.
V_T	m ³	Volumen de la tolva.
h	cm	Altura de la tolva.
A_1	cm ²	Área superior de la tolva.
A_2	cm ²	Área inferior de la tolva.
W_M	kg	Peso del material.
A_{PARED}	m ²	Área de la pared de la tolva.
B	cm ²	Lado mayor de la pared de la tolva.
b	cm ²	Lado menor de la pared de la tolva.
k_4		Coeficiente para placas rectangulares.
F_{rc}	kg	Fuerza a vencer por los cilindros.
F_{ct}	kg	Fuerza requerida para el proceso de corte transversal.
λ		Factor de carga.
μ		Factor de rendimiento interno del cilindro por rozamiento de las juntas.
A_{cic}	mm ²	Área de la camisa interior del cilindro.
p	bar	Presión normal de trabajo.

d_{cic}	mm	Diámetro de la camisa interior del cilindro.
P_m	CV	Potencia motriz necesaria.
P_a	CV	Potencia de accionamiento.
η_{mn}		Eficiencia de un motor neumático.
P_v	mmHg	Presión de vacío.
n		Número de ventosas.
W	kg	Peso de la pieza.
D_v	mm	Diámetro de la ventosa.
F_T	kg	Fuerza teórica.
P_{atm}	Kg/cm ²	Presión atmosférica.
F_R	N	Fuerza real.
d_v	mm	Diámetro del vástago.
L_c	mm	Carrera del cilindro
p_{abs} (sistema)	atm	Presión absoluta del sistema.
Z_c	ciclos/min	Número de ciclos por minuto.
\dot{V}_T	m ³ /h	Flujo volumétrico total.
p_{ot}	HP	Potencia absorbida.
k		Constante adiabática.
p_s	atm	Presión absoluta de succión.
p_d	atm	Presión absoluta de descarga.
$V_{deposito}$	l	Volumen del depósito.
$\dot{V}_{consumo}$	m ³ /min	Requerimiento de aire del sistema.
t	s	Tiempo que transcurre desde la máxima presión a la mínima de operación.

LISTA DE ABREVIACIONES

PLC	Controlador lógico programable.
GRAFCET	Grafico de comandos de etapas de transición.
EST	Estructura sistema de transporte.
ESDA	Estructura sistema de desempaquetado y alimentación.
CAD	Dibujo Asistido por Computadora.
CAM	Fabricación Asistida por Computadora.
CAE	Ingeniería Asistida por Computadora.
DIN	Instituto Alemán de Normalización
ISO	Organización Internacional para la Estandarización.
UNE	Unificación de Normativas Españolas.
ASTM	Asociación Americana de Ensayos de Materiales.
AWS	Sociedad Americana de Soldadura.
SAE	Sociedad de Ingenieros Automotrices.
FEM	Federación europea de manutención.
UTM	Unidad técnica de mantenimiento.

LISTA DE ANEXOS

ANEXO A	Resistencia de algunos polímeros.
ANEXO B	Selección de cadenas.
ANEXO C	Ventilador centrífugo.
ANEXO D	Esclusa.
ANEXO E	Valor de la constante k.
ANEXO F	Cilindro neumático.
ANEXO G	Motor neumático.
ANEXO H	Ventosa.
ANEXO I	Generador de vacío.
ANEXO J	Compresor de tornillo.
ANEXO K	UTM.
ANEXO L	Válvula de cierre.
ANEXO M	Válvulas direccionales.
ANEXO N	Válvulas reguladoras de caudal.
ANEXO O	Válvulas antirretorno.

CAPÍTULO I

1. GENERALIDADES Y OBJETIVOS.

1.1 Antecedentes.

El uso comercial del amianto empleado por pequeños y medianos artesanos así como en el sector industrial, han desarrollado una gran variedad de aplicaciones en nuestro país, como son: el aislamiento de materiales de todo tipo, material de construcción en tejas, baldosas, azulejos, papel, cemento, o en diversos materiales textiles, envases y revestimientos.

La utilidad comercial se debe a su resistencia extraordinaria a la tracción, baja conductividad térmica y relativa resistencia al ataque de sustancias químicas. Hay variantes principales de amianto a saber, pero el más utilizado en el país es el crisotilo, o amianto serpentina. La exposición al amianto provoca distintas enfermedades, como cáncer de pulmón, fibrosis pulmonar, derrames pleurales, cáncer de laringe y probablemente, otros tumores malignos.

Hoy en día, el empaque y sellado de las fibras de crisotilo que se lleva a cabo en las minas productoras son operaciones mecánicas bajo campanas ventiladas. Las cargas provenientes de los embarques se llevan a cabo con envolturas que se pueden encoger o estrechar, según el caso, y que se encuentran envueltas en tarimas, lo que hace imposible la liberación de fibras al aire. En el caso de existir algún empaque dañado se requiere llevar a cabo una limpieza usando ya sea aspiradoras de polvo, ó mediante el sistema húmedo, lo cual sella de inmediato la fuga.

1.2 Justificación técnica económica.

La evolución de las tecnologías de la información y el desarrollo avanzado de la informática, han propiciado que en la actualidad existan herramientas para las diferentes etapas del ciclo de vida de las máquinas o equipos, tales como los sistemas para el Diseño Asistido por Computadora (CAD), los sistemas para la Fabricación Asistida por Ordenador (CAM), los sistemas de Ingeniería Asistida por Ordenador (CAE), entre otros. Estas herramientas permiten visualizar, gestionar y manipular el prototipo virtual de un producto. De esta forma se logra reducir, simplificar y automatizar los procedimientos de diseño, desarrollo y fabricación. Por lo tanto, se obtiene un ahorro considerable de tiempo.

Bajo este contexto, el Diseñar y automatizar virtualmente un sistema de transporte, desempaqueado y alimentación de amianto en un entorno de ingeniería concurrente, cubrirá muchas de las necesidades que la industria requiere como:

- Reducción de la contaminación y daño ambiental.
- Controlar la secuencia de las operaciones con una mínima intervención humana.
- Disminuir la mano de obra con la posibilidad de que un operador trabaje con más de una máquina.
- Mejorar la productividad reduciendo los costos de producción y mejorando la calidad de la misma.
- Optimizar las condiciones de trabajo del personal, suprimiendo los trabajos peligrosos e incrementando la seguridad industrial.
- Simplificar el mantenimiento de forma que el operario no requiera grandes conocimientos para la manipulación del proceso productivo.

1.3 Objetivos.

1.3.1 Objetivo general.

Diseñar y automatizar virtualmente un sistema de transporte, desempaquetado y alimentación de amianto.

1.3.2 Objetivos específicos.

- Diseñar, seleccionar y automatizar el sistema de transporte, desempaquetado y alimentación de amianto.
- Proyectar los planos de conjunto, despiece y ensamble del sistema para una futura construcción de la máquina.
- Realizar pruebas de simulación en cada uno de los componentes utilizando software de ingeniería (SolidWorks, Working Model, Automation Studio, Sap2000, entre otros).
- Determinar la fiabilidad, costos y mantenimiento del sistema.

CAPÍTULO II

2. METODOLOGÍA DE DISEÑO.

2.1 Definición del problema.

Las más usuales causas de polvo de amianto se deben al almacenaje cuando pudieran resultar dañados los empaques, durante el desempaquetado donde al momento de cortar la envoltura el amianto se derrama por toda la cámara al no contar con mecanismos adecuados para el mismo y la alimentación al siguiente proceso productivo en el cual no existe una permeabilidad adecuada permitiendo que las fibras de amianto sean expulsadas al ambiente de trabajo.

2.1.1 Sistema de transporte.

El sistema de transporte estará encargado de desplazar y elevar los paquetes de amianto de manera longitudinal y transversal a los diferentes puntos de la máquina, donde necesiten ser llevados los paquetes. Este sistema tendrá tres recorridos:

2.1.1.1 Transporte inicial.

Es el inicio del proceso que tendrá la máquina, aquí será donde se deberá trasladar los paquetes apilados al sistema de desempaquetado.

2.1.1.2 Transporte para el desempaquetado.

Una vez dispuestos los paquetes en el sistema de desempaquetado, este trasladará el paquete hacia las cuchillas o discos de corte para desenfundar los paquetes y obtener el amianto.

2.1.1.3 Transporte para el depósito de desechos.

Esta etapa de transporte es la final, aquí se deberá transportar el empaque de amianto, sea este de papel o yute a una unidad recolectora para el reciclaje de la misma.

2.1.2 Sistema de desempaquetado.

Este sistema estará provisto de mecanismos de corte para realizar fisuras en las caras del paquete de forma longitudinal y transversal, para así extraer el amianto libre de la envoltura de papel o yute.

2.1.3 Sistema de alimentación.

En este punto se trasladará el amianto a cualquier proceso productivo que dispongan las empresas, que por lo general son molinos donde se procede a darle una mezcla a todo el amianto para que tenga una buena homogeneidad.

2.1.4 Parámetros del amianto.

2.1.4.1 Amianto.

En general son fibras hilables; huecas, lo que les da la propiedad de absorción y aislamiento; incombustibles y resistentes a las bajas temperaturas y a la tracción mecánica siendo esta cualidad superior a la del acero.

2.1.4.1.1 Clases de amianto.

Existen varias clases de amianto pero en esta tesis se hará referencia al amianto blanco o crisotilo, utilizado mayormente por las industrias nacionales.

Tabla 2.1 Clases de amianto.

Nombre común	Nombre del mineral	Variedad fibrosa
Amianto marrón	Grunerita	Amosita
Amianto blanco	Crisotilo	
Amianto azul	Riebeckita	Crocidolita
Amianto-tremolita	Tremolita	
Amianto-actinolita	Bisolita	Actinolita
Amianto gris	Antofilita	

2.1.4.2 Datos generales del fabricante o productor.

Aproximadamente entre el 93 y un 95% de la producción mundial de amianto corresponde a amianto que se extrae en Canadá con depósitos menores en Sudáfrica, Chipre, Italia, Estados Unidos, Argentina, Australia, China, Suiza, Venezuela, Brasil y otros países.

Tabla 2.2 Datos generales del fabricante o productor de amianto.

JM Asbestos Inc.	LAB Chrysotile, Inc.	SAMA– Mineração de Amianto, Ltda.
Jeffrey Mine, Asbestos Québec	Black Lake, Québec	Mina de Cana Brava – Minaçu –
J1T 3N2 CANADA	G6H 2M9 CANADA	Goiás – BRASIL
(819) 879-6000	(418) 338-7500	(062) 778-1460

En el país la clase de amianto más utilizado por las industrias es el Amianto proporcionado por la empresa LAB Chrysotile, Inc.

2.1.4.3 Propiedades físicas [1].

El amianto, tiene resistencia elevada a la tracción, 5600 a 7000 $\frac{Kg}{cm^2}$, es suave, flexible y puede separarse fácilmente en fibrillas delgadas sin sacrificar la longitud de la fibra, mantiene su forma fibrosa hasta en secciones de 0,04 micras, su resistencia al calor hasta que empieza a expulsar agua de cristalización va de 480 a 540 °C , a mayor temperatura se hace quebradizo, y se emplea en el aislamiento térmico, aunque su conductividad calorífica no es muy baja por su propiedad de no inflamarse, además para el aislamiento eléctrico es más adecuada una fibra de amianto exenta de hierro.

Tabla 2.3 Propiedades físicas del amianto.

Estado físico: sólido	Punto de fusión (°C): se deshidrata por arriba de los 580°C
Apariencia: blanco, fibroso	Velocidad de evaporación (butil-acetato=1): no aplicable
Olor: ninguno	Densidad de vapor (aire=1): no aplicable
Peso molecular: 277 A 283	Punto de ebullición (°C): no aplicable
Densidad: 2.4 – 2.6 (g/cm ³)	Porcentaje de volatilidad (%): no aplicable
PH: 10	Soluble en otros solventes: insoluble
Solubilidad en agua: insoluble	Presión de vapor: no aplicable

2.1.4.4 Forma y tamaño del paquete de amianto.

Los paquetes de amianto proporcionados por la empresa LAB Chrysotile, Inc., vienen en dos envolturas, una en funda de papel y otra en funda de yute con las siguientes dimensiones:

Tabla 2.4 Dimensiones del paquete de amianto.

	Largo (mm)	Ancho(mm)	Alto(mm)
Papel	610	430	250
Yute	610	430	160

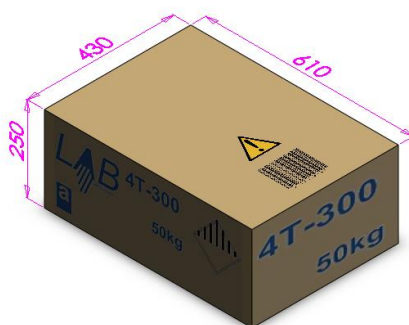


Figura 2.1 Dimensiones del paquete (papel) de amianto.

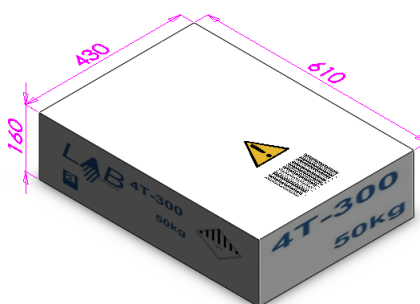


Figura 2.2 Dimensiones del paquete (yute) de amianto.

2.1.4.5 Peso.

Los paquetes de amianto tienen un peso de 50kg tanto para el paquete de papel como para el de yute

2.2 Formulación del problema [2].

Se deberá partir de una estructura de funciones donde se planteará las variables que intervendrán para solucionar el problema ya planteado.

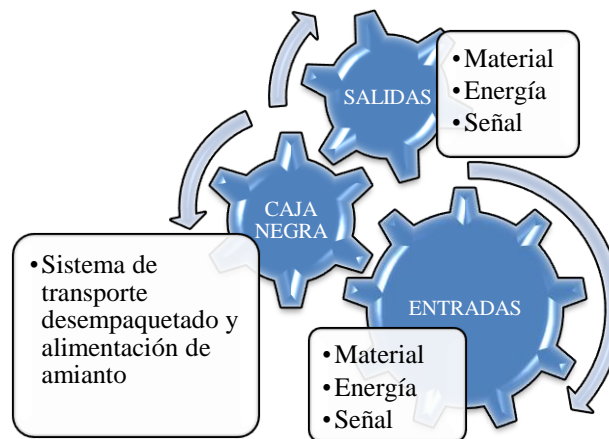


Figura 2.3 Estructura de funciones.

Entradas:

- Material: Ingreso de paquete de amianto.
- Energía: Para transportar, desempaquetar y alimentar procesos que requieren de amianto.
- Señales: Activada al dar inicio el funcionamiento de la máquina.

Salidas:

- Material: Amianto desempaquetado listo para alimentar otro proceso.
- Energía: Ruido, vibraciones y calor.
- Señales: Que indiquen que la máquina este funcionando.

2.3 Tecnología existente.

2.3.1 Máquinas semiautomáticas.

En las máquinas semiautomáticas el trabajador de turno cumple el papel de desempaquetar los paquetes de amianto con sus manos, lógicamente con protección, y mediante cuchillos procede a cortar, cayendo así el amianto a una tolva que será dirigida al siguiente proceso de producción, y la envoltura es depositada en fundas impermeables. Las fibras flotantes son extraídas de la cámara mediante una campana de succión.



Figura 2.4 Sistema semiautomático de desempaquetado.

2.3.2 Máquinas automáticas.

En las máquinas automáticas, el trabajador de turno se limita a poner en la banda transportadora los paquetes de amianto, y la máquina por si sola se encarga de desempaquetar. Esta máquina dispone principalmente de una cámara donde se realiza el desempaquetado automático por medio de mecanismos mecánicos, y de campanas de succión, para evitar que las fibras de amianto salgan al ambiente y perjudiquen la salud de los trabajadores.



Figura 2.5 Sistema automático de desempaquetado.

La no adquisición de estas máquinas radica por algunos factores principales como:

- Costos elevados.
- Falta de información por las empresas productoras.
- Grandes tamaños que no se ajustan a los espacios físicos.
- Confidencialidad en la manufactura.
- No se ajustan al sistema de alimentación.

También se han construido en el país máquinas semiautomáticas desempaquetadoras de amianto diseñadas por las empresas productoras de techos de fibrocemento, las cuales no cumplen eficientemente el desempaquetado, ya que derraman el amianto en la cámara o sobre el espacio físico de los trabajadores.



Figura 2.6 Máquina desempaquetadora manual.

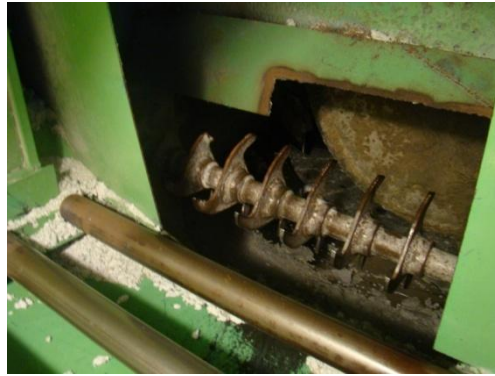


Figura 2.7 Alimentación a un molino de la máquina desempaquetadora.

Por esta razón se hace indispensable diseñar una máquina que se ajuste a los procesos productivos únicos de cada empresa planteando algunas alternativas de diseño para luego proceder a la mejor opción por medio de una matriz morfológica y siguiendo el diseño.

2.4 Aplicaciones del diseño.

La máquina deberá trasladar los paquetes de papel o yute sin tener inconvenientes por el peso o las dimensiones de los mismos, disponer de una cámara impermeable donde se cortará los sacos de manera óptima, para que no haya derramamiento de amianto dentro de la máquina, y alimentar al siguiente proceso productivo que este en el plano de la máquina o en otro plano o piso.

Con el objetivo de lograr una nueva concepción en el proceso de diseño, se orienta este trabajo en el desarrollo del diseño virtual, que permite incorporar el análisis de los esfuerzos y los esquemas cinemáticos en la etapa del diseño conceptual, tomando en cuenta el desarrollo e implementación de herramientas de Ingeniería Concurrente.

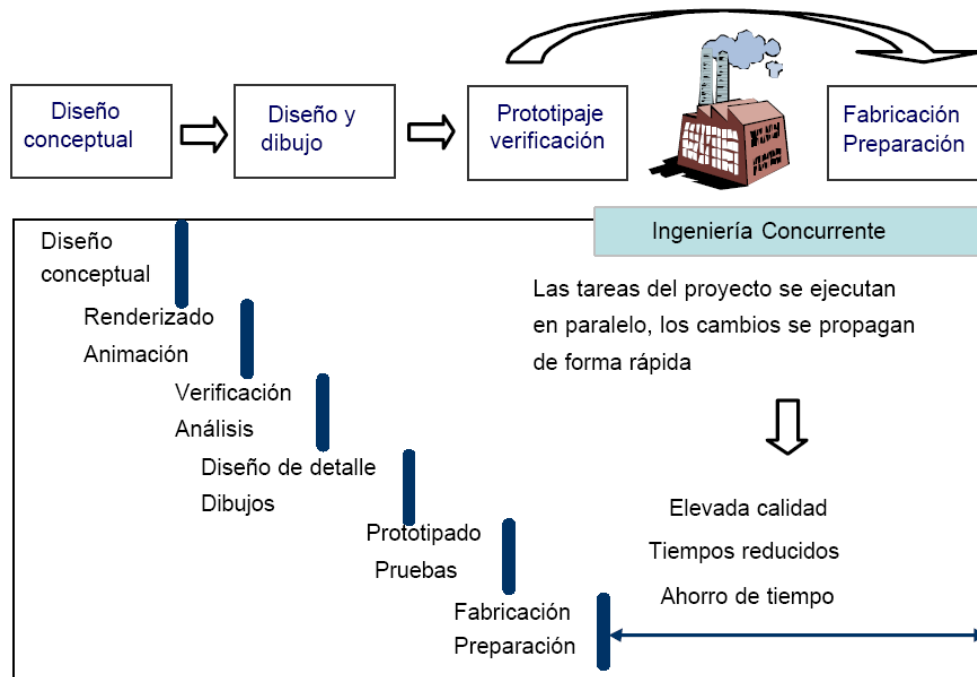


Figura 2.8 Visión de la ingeniería concurrente.

2.5 Especificaciones técnicas de la máquina.

En esta tesis se buscará la mejor alternativa para el diseño y automatización virtual del sistema de transporte desempaqueado y alimentación de amianto, y por tanto los mecanismos y dispositivos que dispondrá el sistema serán únicos, y no necesariamente deberán ajustarse a los espacios físicos u otros inconvenientes que tengan las empresas que haga que el sistema resulte ineficiente.

2.5.1 Lista de deseos (D) y exigencias (E).

A continuación se planteará algunos puntos importantes para el sistema, colocando la D si es un deseo y E si es una exigencia que se requiera.

2.5.1.1 Funciones.

FUNCIONES		
1	El sistema desempaquetará uno por uno los paquetes de amianto	(E)
2	El sistema deberá tener una buena impermeabilidad para no emanar partículas de amianto al ambiente.	(E)
3	El sistema de transporte abarcará cinco paquetes máximos a lo largo del mismo.	(E)
4	El sistema se adaptará a cualquier proceso a la cual tenga que alimentar.	(D)
5	Los paquetes que serán desempaquetados podrán ser de papel o lona.	(E)
6	El amianto extraído por la unidad de desempaquetado será transportado y alimentado al proceso y su envoltura será reciclada en un compartimiento del sistema.	(E)
7	El sistema deberá tener buena estabilidad y rigidez.	(E)

2.5.1.2 Energía.

ENERGÍA		
1	La energía requerida para los procesos de transporte, desempaquetado y alimentación serán de origen eléctrico y neumático.	(D)
2	Requerirá un operario que coloque los paquetes en el inicio de operación del sistema.	(E)
3	Minimizar la pérdida de energía por fricción y temperatura.	(D)

2.5.1.3 Seguridad.

SEGURIDAD		
1	El sistema deberá tener instrucciones de montaje, uso y mantenimiento, así como las medidas de prevención a accidentes.	(E)
2	Tendrá un nivel de seguridad suficiente para preservar la confianza de las personas y los bienes de los riesgos derivados de la instalación y funcionamiento.	(E)
3	Evitar el ingreso de elementos perjudiciales a la unidad de desempaquetado.	(E)
4	Cuando existan partes del sistema desacopladas que puedan causar peligros, se deberá tomar precauciones para que las mismas no causen daños a las personas.	(E)

2.5.1.4 Ergonomía.

ERGONOMÍA		
1	La transferencia de energía Hombre-Sistema, no debe causar fatiga extrema en el operador.	(D)
2	El periodo de entrenamiento para el uso adecuado del sistema debe ser mínimo.	(D)
3	Los movimientos exigidos por el proceso no deben producir lesión alguna en la persona.	(E)
4	El acceso a los distintos elementos del sistema deberá ser cómodo para las operaciones de mantenimiento, montaje y desmontaje.	(D)
5	El operario puede ser sustituido total o parcialmente por otra persona.	(E)
6	No tener efecto contaminante sobre el ambiente.	(D)
7	Los elementos móviles, de transmisión y de corte del sistema deben protegerse para prevenir todo tipo de peligro.	(E)

2.5.1.5 Fabricación.

FABRICACIÓN		
1	El sistema deberá ser de fácil ensamble y anclaje.	(E)
2	Las piezas que formen parte del sistema serán de formas sencillas y de fácil manufactura.	(E)
3	Los materiales utilizados deberán encontrarse disponibles en el mercado nacional.	(E)
4	Los componentes del sistema deberán permitir un embalaje en espacio reducido.	(E)
5	Los materiales se seleccionarán de acuerdo a las exigencias de resistencia y calidad.	(E)
6	El sistema deberá tener buena estabilidad y rigidez.	(E)
7	Los elementos móviles, de transmisión y de corte del sistema deben construirse y protegerse de modo que prevenga todo tipo de peligro.	(E)
8	Los elementos del sistema deben resistir los diversos esfuerzos que se presenten durante los procesos.	(E)
9	La transmisión de fuerzas se hará con sistemas mecánicos, neumáticos y oleodinámicos.	(D)

2.5.1.6 Señales.

SEÑALES		
1	El sistema deberá contar con señales sonoras y/o visibles para indicar que la misma está en funcionamiento o en paro.	(E)
2	El sistema deberá contar con señales sonoras y/o visibles para indicar el número de paquetes que se está desempacando.	(E)

2.5.1.7 Control.

CONTROL		
1	Los niveles de ruido producidos por el sistema deberán ser por debajo de las normas de confort humano.	(D)
2	Se deberá verificar la calidad del material empleado para la fabricación de los elementos del sistema.	(E)

2.5.1.8 Mantenimiento.

MANTENIMIENTO		
1	El sistema deberá ser diseñado para que las operaciones de verificación, regulación, engrase y limpieza se puedan realizar desde lugares accesibles.	(D)
2	Los elementos deberán contar con un sistema de lubricación adecuado.	(E)
3	Las piezas deben ser fácilmente reemplazadas y deben encontrarse en stock en el mercado nacional.	(E)
4	Contar con un programa de mantenimiento preventivo.	(D)

2.6 Estudio y selección de alternativas.

2.6.1 Propuestas de estructuras de función.

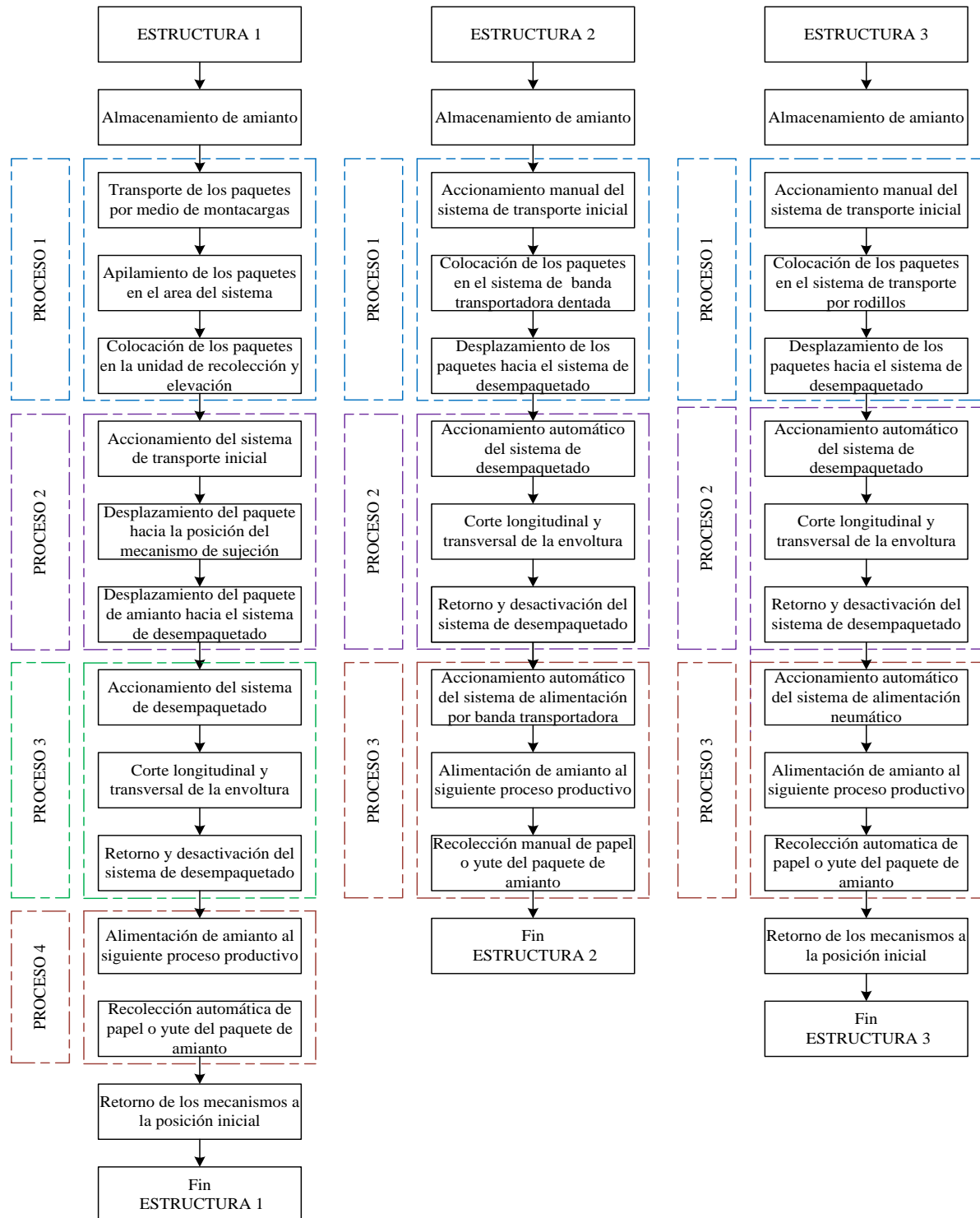


Figura 2.9 Propuestas de estructuras de función.

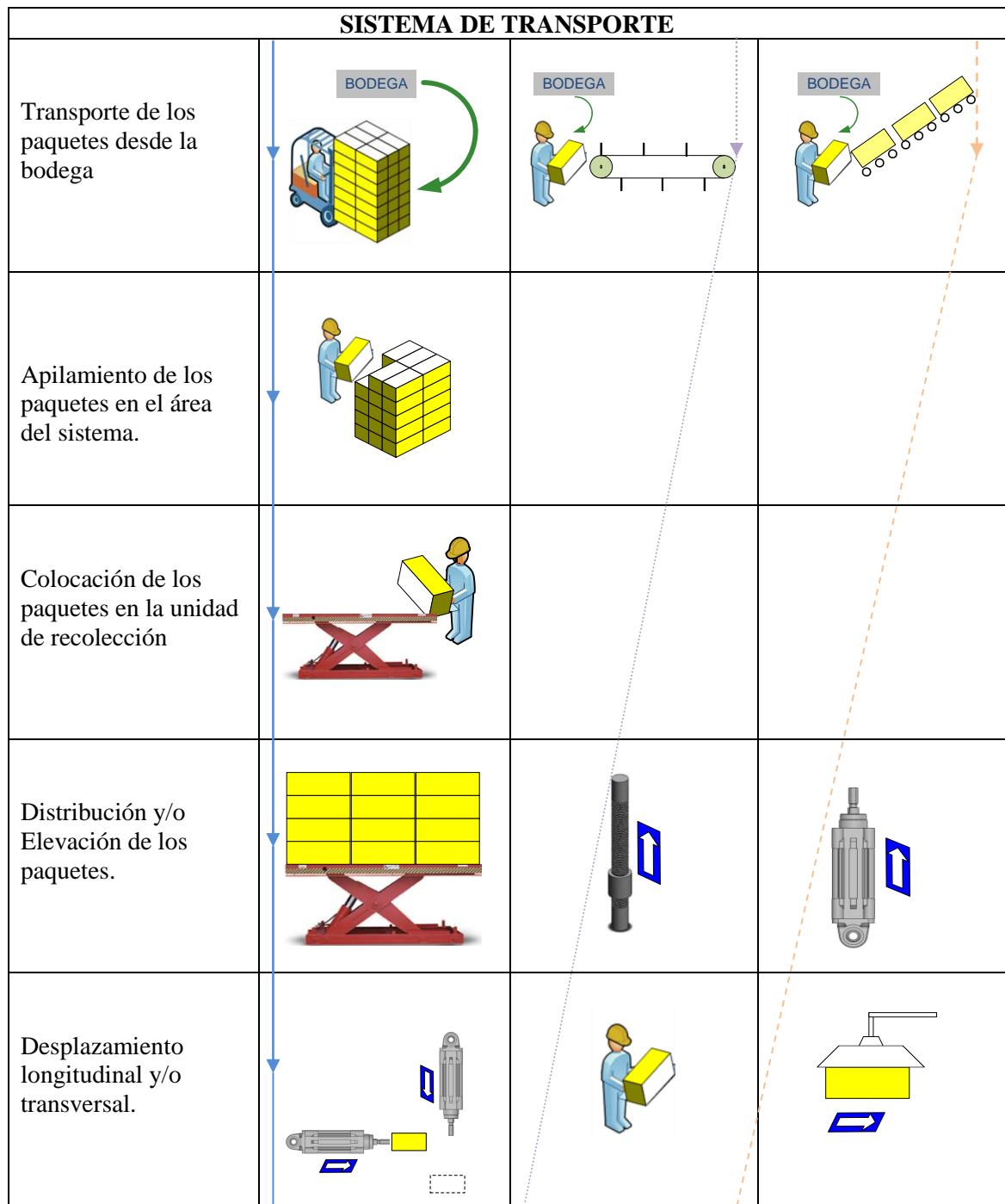
2.6.2 Matriz morfológica.

Ya establecidas las necesidades y especificaciones técnicas de la máquina se procede a realizar una comparación entre las posibilidades para determinar la vía que se deberá seguir en la siguiente fase de diseño. La matriz morfológica incluye y descarta todas las posibilidades factibles.

1.	SISTEMA DE TRANSPORTE.			
1.1.	Transporte inicial.			
1.1.1.	Transporte de los paquetes desde la bodega	Montacargas	Transportador de banda dentada	Transportador de rodillos
1.1.2.	Apilamiento de los paquetes en el área del sistema.	Manual		
1.1.3.	Colocación de los paquetes en la unidad de recolección	Manual		
1.1.4.	Distribución y/o Elevación de los paquetes.	Mecanismo de tijeras	Tornillo sin fin	Cilindro hidráulico
1.1.5.	Desplazamiento longitudinal y/o transversal.	Cilindro	Manual	Ventosa
2	SISTEMA DE DESEMPAQUETADO.			
2.1.	Transporte para desempaquetado.			
2.1.1	Desplazamiento de los paquetes	Mecanismo de sujeción	Ventosa	Cilindro hidráulico
2.2.	Corte Longitudinal	Disco de corte	Cuchilla	
2.3.	Corte Transversal	Disco de corte	Cuchilla	
3	SISTEMA DE ALIMENTACIÓN.			
3.1	Recolección de Amianto	Tolva		
3.2	Alimentación de amianto a X proceso	Gravedad	Neumático	Banda transportadora
3.3	Transporte de papel o yute a depósito de desechos	Mecanismo de sujeción	Ventosa	Manual
		OPCIÓN 1	OPCIÓN 2	OPCIÓN 3

Figura 2.10 Matriz morfológica.

Una vez determinado el camino que se muestra, se tendrá más claro la concepción de diseño a desarrollar realizando esquemas de cada proceso.



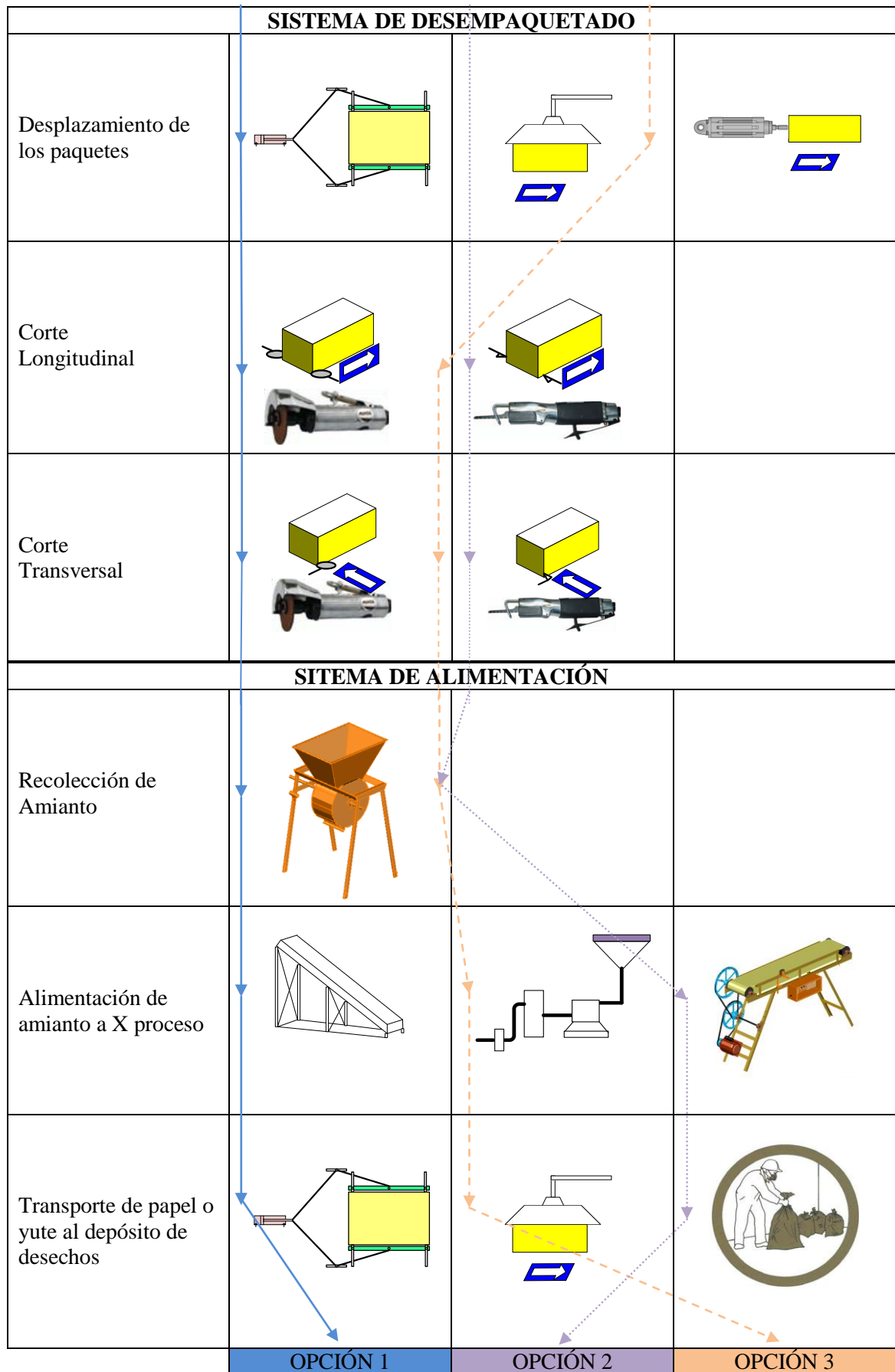


Figura 2.11 Matriz morfológica mediante esquemas.

2.6.3 Concepto óptimo.

2.6.3.1 Bosquejo y descripción de propuestas.

A continuación se procede a elaborar bosquejos de las propuestas dadas, para así lograr hacer una evaluación precisa sobre del alcance de cada uno de estos.

2.6.3.1.1 Prototipo 1.

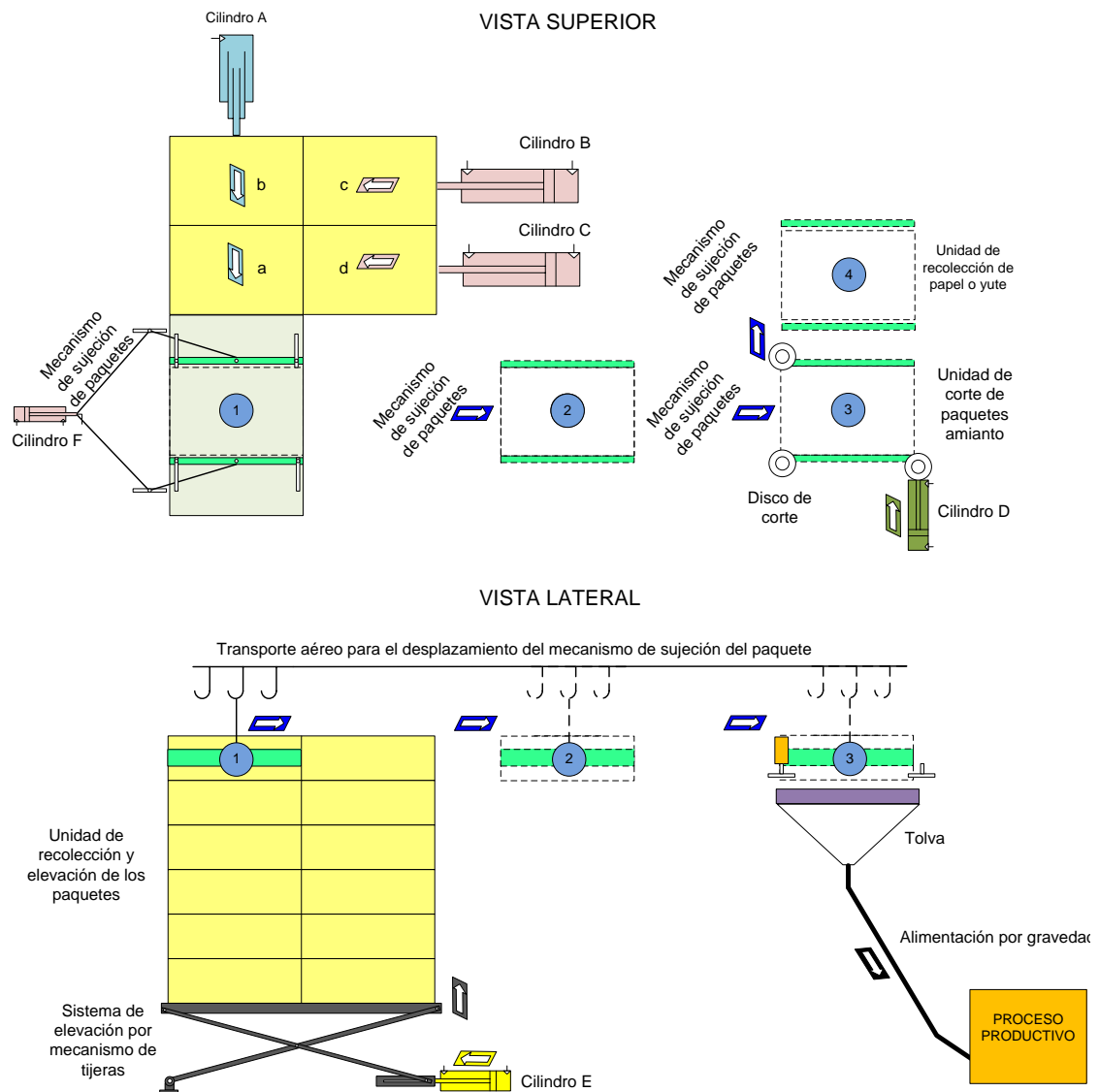


Figura 2.12 Esquema del prototipo 1.

2.6.3.1.2 Prototipo 2.

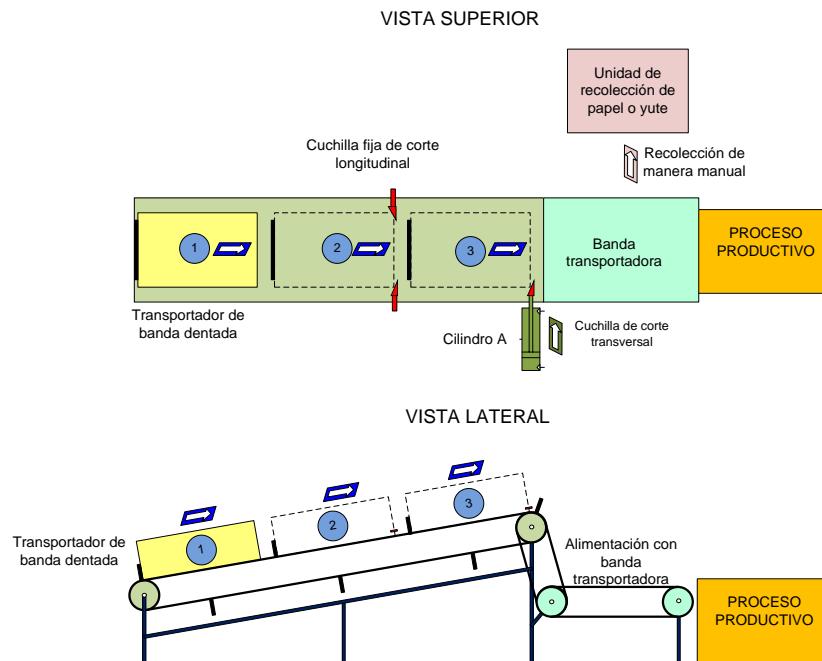


Figura 2.13 Esquema del prototipo 2.

2.6.3.1.3 Prototipo 3.

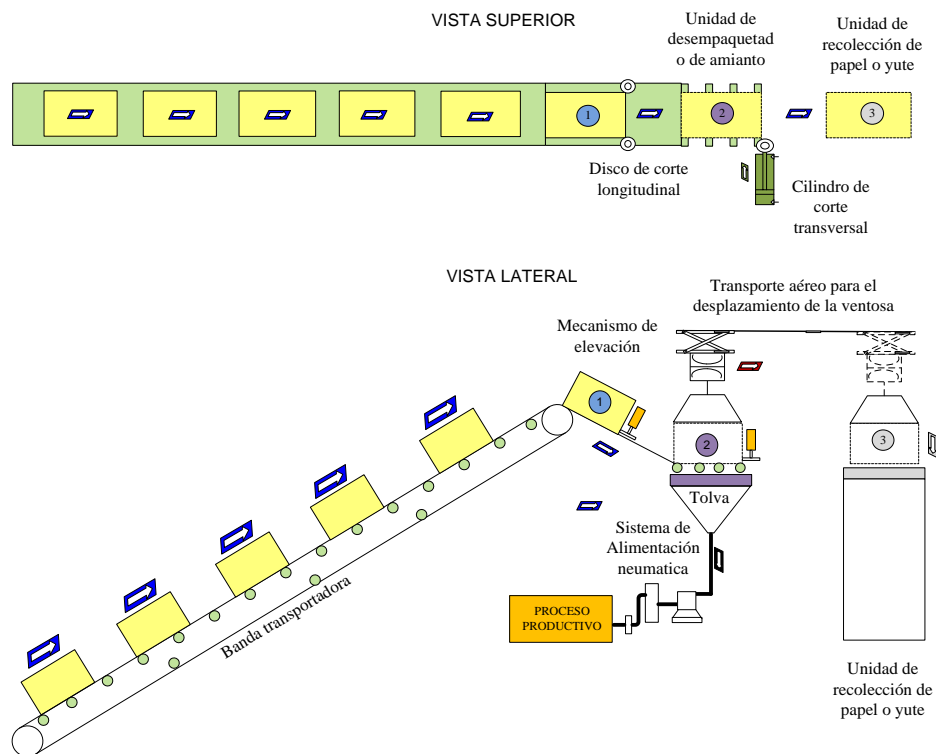


Figura 2.14 Esquema del prototipo 3.

2.6.3.1.4 Descripción del prototipo 1.

El prototipo 1 empezará con la recolección de los paquetes de la bodega por parte del montacargas con dirección al área que dispondrá el sistema para que por medio de un operario pueda ser apilado en dicha área. Luego el mismo operario distribuirá de manera ordenada en la unidad de recolección y elevación, esta será la única intervención directa humana con los paquetes de amianto.

En este prototipo se realizará un doble trabajo, lo que significa mayor tiempo de operación y gasto de combustible en el montacargas, pero a su vez se adaptará a procesos donde la bodega este lejos de la alimentación de amianto, o donde las características de la planta no den lugar a disponer de otros mecanismos de transporte.

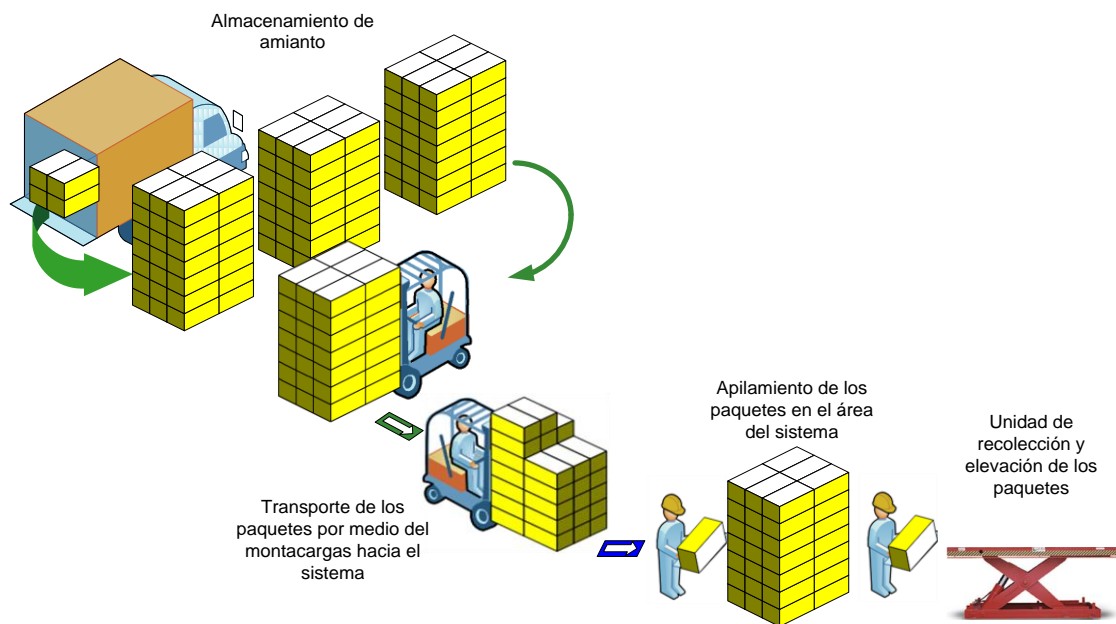


Figura 2.15 Transporte [bodega – sistema] prototipo 1.

La unidad de recolección y elevación tendrá un mecanismo de tijeras capaz de elevar los paquetes previamente distribuidos, con el fin de mantener una altura constante de los paquetes para poder ser trasladados al sistema de desempaqueado.

La manera de elevar dicho mecanismo de tijeras, será por medio del cilindro E, el cual al momento de sacar el vástago, elevará el mecanismo.

El desplazamiento hacia el sistema de desempaquetado partirá desde la unidad de recolección y elevación, donde los paquetes serán empujados de manera lineal por medio de cilindros oleodinámicos que estarán dispuestos de tal manera que hagan recorrer los paquetes de forma longitudinal y transversal

El cilindro (A) empujará el paquete (a) hasta colocar los sacos en una posición fija donde un mecanismo de sujeción (Figura 2.21) transportará al paquete hacia el sistema de corte. Los cilindros tendrán una secuencia $A_o+/PAUSA/A_1+/A-/B+C+/B-C-$ donde el signo (+) será la salida del vástago del cilindro y el (-) la entrada del vástago del cilindro, por lo tanto el orden de los paquetes será a/b/d/c.

El mecanismo de sujeción trasladará el paquete hacia dos discos de corte fijos paralelos los cuales cortarán las dos caras paralelas de forma longitudinal, luego de cortar completamente, el mecanismo de sujeción se detendrá, para que un cilindro solidario a un disco de corte fisure de manera transversal el paquete cayendo así el amianto por su propio peso a una tolva.

La alimentación se la hará aprovechando la fuerza de la gravedad del plano inclinado, en el cual se desliza el amianto para alimentar cualquier proceso industrial. El ángulo de inclinación del ducto se determinará por el coeficiente de rozamiento entre su superficie y el amianto y por el ángulo de pendiente.

El transporte del papel o yute será llevado a la unidad de depósito de desechos por el mismo mecanismo de sujeción, y el vástago del cilindro E retornará para que los brazos del mecanismo se abran y caiga el paquete libremente.

2.6.3.1.5 Descripción del prototipo 2.

En el prototipo 2 el sistema estará cerca del lugar de almacenamiento, y por tanto la colocación de los paquetes se la hará de manera directa con el sistema.

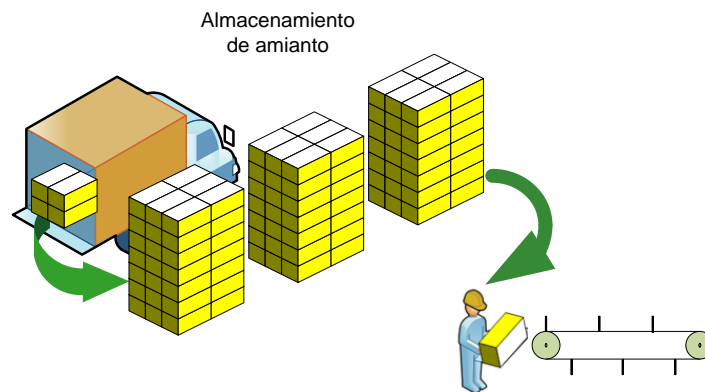


Figura 2.16 Transporte [bodega – sistema] prototipo 2.

Por medio del transportador de banda dentada serán empujados los paquetes hacia la unidad de corte, y mediante cuchillas serán fisuradas las caras paralelas del paquete. Cuando el transportador llegue a su final de carrera, un cilindro A cortará transversalmente el paquete, de aquí el operario sacará con su mano el papel o yute para depositarlo en la unidad de recolección y el cilindro empujará el amianto hacia la tolva.

Una banda transportadora estará esperando que caiga el amianto, para así trasladar y alimentar a un proceso productivo que se ajuste con la misma.

2.6.3.1.6 Descripción del prototipo 3.

El prototipo 3 dispone en un inicio de una transportador de banda, el cual deberá ser cargado desde el sitio donde almacena la fábrica los paquetes, lo cual resulta beneficioso, ya que desde este lugar se podrá monitorear a la máquina y ahorrar procesos como la utilización del montacargas, y que

el operario doblemente este apilando los paquetes en el área del sistema y luego colocando los mismos en los dispositivos del sistema.

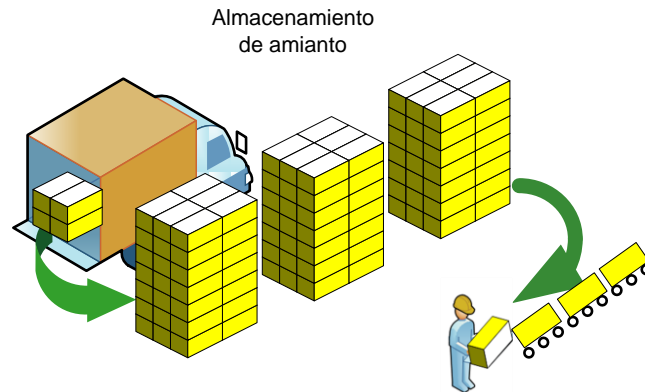


Figura 2.17 Transporte [bodega – sistema] prototipo 3.

Después de dejar los paquetes por medio del transportador de banda, el paquete se dirigirá al sistema de desempaqueado el cual dispone de una rampa en el que se sitúan discos de corte longitudinales fijos, los cuales cortarán las dos caras del paquete. Luego por medio de un cilindro neumático se cortará transversalmente la otra cara, quedando la envoltura del paquete frágil. Seguido de ser cortadas las tres caras vendrá un grupo de ventosas y levantará el paquete, cayendo por gravedad el amianto dentro de una tolva, y por último, la envoltura del paquete será llevado a la unidad de recolección por el mismo grupo de ventosas.

La alimentación se lo hará por medio de un transporte neumático desplazando el amianto por tubos en mezcla con aire o a presión del aire. Este tipo de transporte por lo general está diseñado para materiales en polvo, fibrosos finos, granulosos y su desplazamiento se basa en imprimir a la carga la velocidad por el flujo de aire motriz.

2.6.4 Evaluación económica.

Una vez aclaradas las propuestas planteadas, estas serán sometidas a una evaluación desde el punto de vista económico. Se indicarán diferentes puntos de comparación, donde a cada propuesta

se le asignará un valor [1 a 5], dependiendo de cómo satisfaga la propuesta al punto en mención siendo 1 malo y 5 excelente. A los puntos de comparación también se les asignará un peso [1 a 3], dependiendo de cuanta trascendencia tengan con el desarrollo del proyecto, este peso será denominado como el factor de influencia siendo 1 importante, 2 muy importante y 3 imprescindible.

Tabla 2.5 Evaluación económica.

Evaluación económica						
Puntos de evaluación		Factor de importancia (Fi)	Puntaje (Pi)			
			Opción 1	Opción 2	Opción 3	Proyecto Ideal
1	Materiales.	3	4	3	5	5
2	Fabricación.	3	4	3	5	5
3	Operación.	2	4	4	3	5
4	Mantenimiento.	2	4	5	4	5
5	Producción.	3	4	3	4	5
TOTAL = $\Sigma (Fi \times Pi)$			47	63	50	65
Coeficiente Económico = P Total / Puntaje Ideal.			83	69	86	100

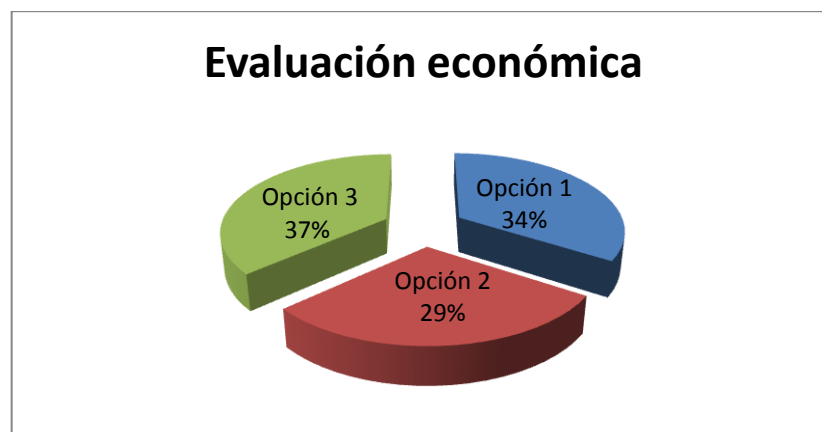


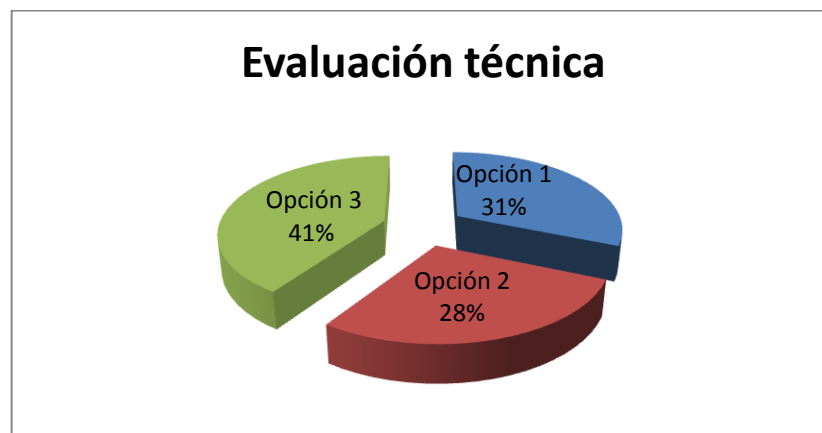
Figura 2.18 Evaluación económica.

2.6.5 Evaluación técnica.

Al igual que la evaluación económica, se tomarán los mismos valores de puntuación.

Tabla 2.6 Evaluación técnica.

Evaluación técnica						
Puntos de evaluación		Factor de importancia (Fi)	Puntaje (Pi)			
			Opción 1	Opción 2	Opción 3	Proyecto Ideal
1	Seguridad.	3	5	4	5	5
2	Rendimiento.	3	3	3	4	5
3	Costo de energía.	3	3	4	3	5
4	Facilidad de fabricación.	2	3	5	3	5
5	Ergonomía.	2	4	3	5	5
6	Accesorios.	2	3	3	4	5
7	Facilidad de manejo.	1	4	3	5	5
8	Facilidad de montaje.	1	3	3	4	5
9	Lubricación.	1	3	4	3	5
10	Mantenimiento.	1	3	4	3	5
11	Ruido.	1	4	5	4	5
TOTAL = $\sum (Fi \times Pi)$			181	161	232	295
Coeficiente Económico = P Total / Puntaje Ideal.			61	55	79	100

**Figura 2.19 Evaluación técnica.**

2.6.6 Evaluación de propuestas.

Una vez obtenido los coeficientes técnicos y económicos, se procede a graficar las tres opciones más la opción ideal.

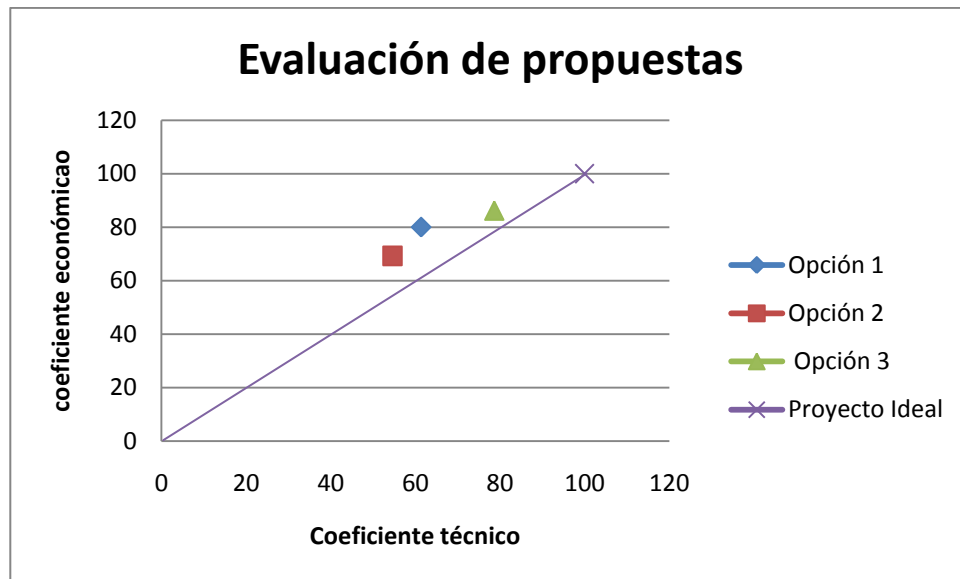


Figura 2.20 Evaluación de propuestas.

2.6.6.1 Selección de la mejor alternativa.

Ya valorada la puntuación de candidatos a proyectos, y obtenida la evaluación de propuestas de la Figura 2.20 se procede a seleccionar la más apropiada, que además de tener los coeficientes técnicos y económicos correctos, mantenga un armonía entre estos.

La OPCIÓN 3 obtuvo el coeficiente técnico mayor que las otras dos opciones, debido a su facilidad de manejo, al disponer de un sistema de transmisión, lo cual hace que tenga menor número de procesos de transporte desde la bodega hacia el sistema haciendo esto a la máquina más ergonómica, al encontrar una armonía hombre - sistema, así también de disponer de pocos accesorios para su ensamblaje y por ende menguar costos.

Por esto el proyecto indicado a desarrollar será basado en la **OPCIÓN 3**.

2.6.6.2 Descripción funcional de la máquina.

El funcionamiento de la máquina dará inicio una vez que el operario coloque los paquetes de amianto en la banda transportadora. Hecha ya esta acción, este sistema trasladará el paquete a la

posición 1, para que por medio de discos de corte fijos, corte longitudinalmente las dos caras del paquete.

En la posición 2, el paquete será cortado transversalmente por medio de un cilindro neumático acoplado en el mismo un disco de corte, para así fracturar la envoltura del paquete, y al ser levantado caiga por gravedad el amianto como lo indica la siguiente figura.



Figura 2.21 Paquete cortado de manera longitudinal y transversal.

Una vez abierto el paquete, el amianto caerá a una tolva, la cual por medio de un transporte neumático, alimentará un proceso productivo donde la materia prima sea el amianto, para que luego el grupo de ventosas se dirija a la unidad de recolección de papel o yute (posición 3) y deje de succionar, cayendo así la envoltura a dicho depósito.

La ventosa regresará a la posición 1 una vez que haya dejado la envoltura en el depósito, para nuevamente empezar el ciclo.

CAPÍTULO III

3. DISEÑO Y SELECCIÓN DE ELEMENTOS MECÁNICOS.

3.1 Sistema de transporte [3].

A la hora de elegir la técnica de transporte idónea hay que tener en cuenta en especial tres aspectos:

- Seguridad elevada de los procesos.
- Disponibilidad rápida.
- Precio adecuado.

3.1.1 Criterios de selección para el sistema de transporte adecuado [4].

Tabla 3.1 Criterios de selección para el sistema de transporte.

Criterios de selección	Datos del producto a transportar
Naturaleza del material de transporte.	
Peso.	50 Kg.
Forma.	Paralelepípedo.
Temperatura.	Ambiente 16°C.
Tamaño.	(Largo (610), Ancho (430), Alto (250-160)) mm.
Sensibilidad a los golpes.	Débil.
Seco frente a húmedo.	Seco.
Ambiente.	
Temperatura.	Ambiente 16°C.
Ensuciamiento, p. ej. por polvo.	Si.
Legislación sobre alimentos.	No.
Vía de transporte.	
Recepción y entrega del material de transporte	Automática.
Recepción y entrega definida	Si
Tipo de transporte	
Acumulación contra transporte continuo	No
Funcionamiento cíclico	Si
Orientación definida durante el desvío	Si
Velocidad y tiempo del ciclo	
Grado de rendimiento	Alto

Entre los fabricantes más importantes en lo que se refiere a técnicas de transportadores, se encuentra la empresa mk TECHNOLOGY GROUP, la cual pone a consideración diferentes tipos de transportes. A partir de esto se ha obtenido un resumen de las características más importantes en las distintas clases de transporte, las que servirán como referencia para el diseño del sistema.

Tabla 3.2 Características de las diferentes técnicas de transporte.

TIPO	Reversible	Inclinación de banda	Apto para alimentación	Curva	Transporte continuo	Acumulación	Apto para marcha rítmica
Transportador de banda.	•	•	•	•	•	•	•
Transportador de banda modular.			•		•	•	
Transportador inclinado.		•	•		•		
Transportador de correa dentada.			•		•	•	•
Transportador de cadena.	•				•	•	•
Transportador de charnelas.		•	•	•	•	•	
Transportador de rodillos.	•			•	•	•	

Bajo el contexto de la Tabla 3.2, el sistema será reversible, ya que requiere el retorno de los paquetes en el caso de no ser ocupados todos, también demanda de un grado de inclinación para llegar al sistema de desempaquetado, donde se requerirá un alto coeficiente de rozamiento entre el tipo de transporte y la carga a transportar.

El sistema se detendrá cada vez que se haga el desempaquetado, lo que significa que tendrá marcha rítmica.

Por lo tanto el sistema de transporte que mejor se ajusta, y cumple con las condiciones del sistema, es el **TRANSPORTADOR DE BANDA.**

3.1.2 Selección de la banda.

En el catálogo de transportadores KAUMAN SA., se resumen algunas características que servirán de orientación para seleccionar los tipos más adecuados.

Según el **Anexo A1**, cita algunos materiales que afectan al polímero base de la banda, pero en el caso del paquete de amianto, este viene empacado en papel o yute, que no causa ningún efecto negativo a la calidad de la carcasa.

Por otro lado, las aplicaciones que se citan en el **Anexo A2**, y cuyas ventajas se ajustan al sistema de transporte de amianto, corresponden a un tipo de carcasa textil, la cual principalmente no maltratará la envoltura del paquete de amianto, manteniéndola integra y logrando con esto no esparcir las fibras de amianto al ambiente de trabajo.

Por lo tanto se selecciona una **BANDA DE TIPO TEXTIL**.

3.1.2.1 Bandas textiles.

Son las bandas de uso más común. Están constituidas, por varias capas de tejidos engomados, para una buena adherencia, separadas por una capa de goma intermedia que mejora su flexibilidad, recubiertas por capas de goma del grueso y calidad deseados según el trabajo a realizar y el tipo de material a transportar.



Figura 3.1 Bandas textiles.

3.1.2.1.1 Calidades de los recubrimientos.

Son las de uso más general y se basan en las normas DIN-22102, DIN-22131 y UNE-18052.

Tabla 3.3 Calidades de los recubrimientos normalizados.

Letra Distintiva	Rotura (N/mm ²)	Alargamiento Rotura (%)	Abrasión (mm ³)
W	18	400	90
X	25	450	120
Y	20	400	150
Z	15	350	250

Entendiendo estos valores como mínimos, excepto el valor de abrasión que es máximo.

Identificación de las calidades.

Las denominaciones de las distintas calidades se hacen corresponder con letras que las identifican. Según la norma DIN-22102, para las calidades normales, son las siguientes:

Tabla 3.4 Identificación de las calidades.

Propiedad especial	Letra
Antiestático	E
Antiestático y antillama	K
Antiestático y antillama y carcasa antillama	S
Resistente a la temperatura	T
Resistente al frío	R
Resistente a aceites y grasas	G
Para alimentos	A
Para productos químicos	C

3.1.2.1.2 Ancho de banda.

Los anchos más usuales para todo tipo de banda, son los siguientes:

Tabla 3.5 Anchos de banda normalizados.

Anchos de bandas normalizados (mm)												
300	400	500	600	650	800	1.000	1.200	1.400	1.600	1.800	2.000	2.200

Se selecciona un ancho de banda de **500mm.**

3.1.2.1.3 Selección de tipo de banda textil.

Para seleccionar el tipo de banda textil, transportadores KAUMAN pone a consideración el siguiente diagrama:

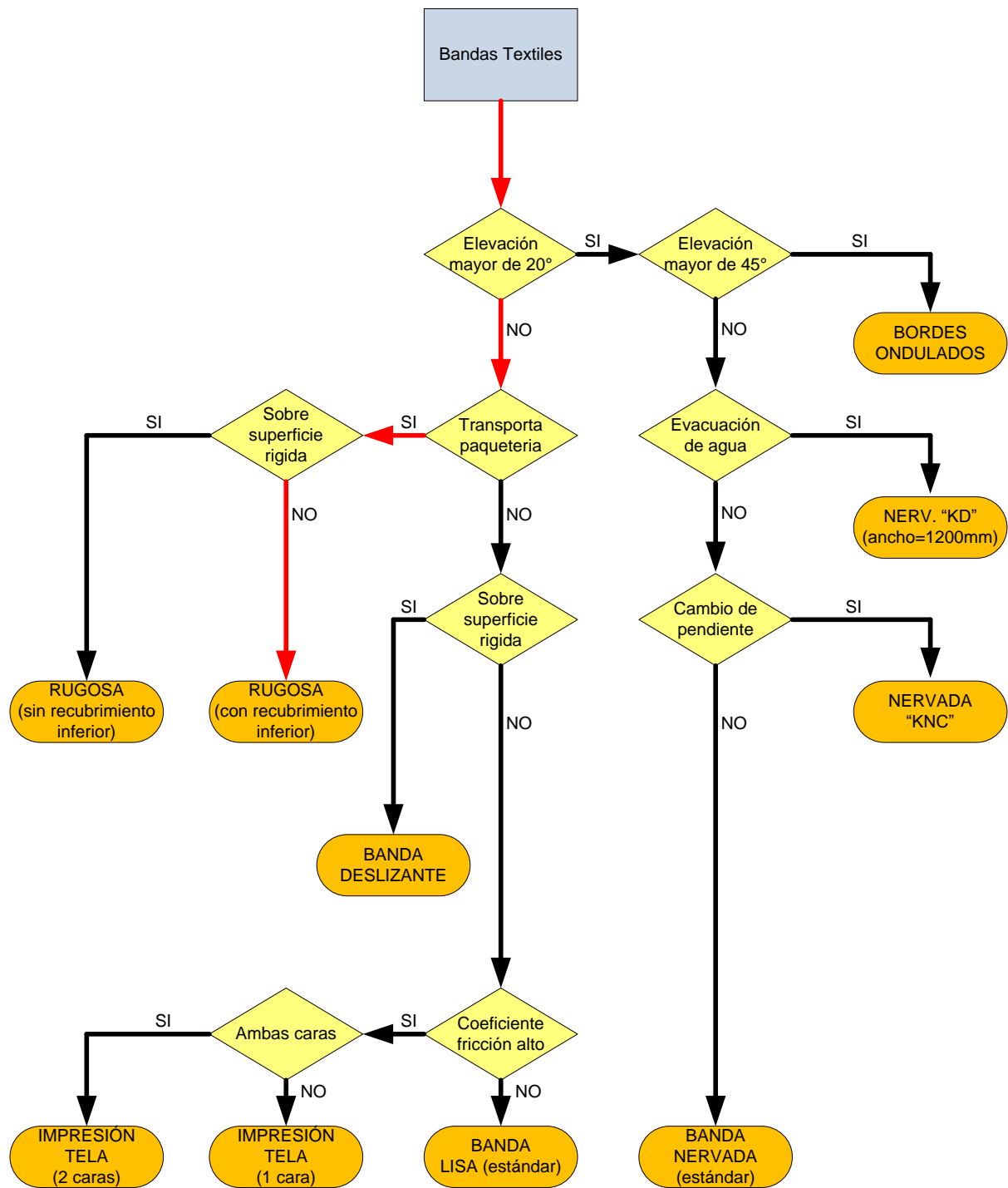


Figura 3.2 Diagrama para seleccionar tipo de banda textil.

A continuación se presenta el recorrido que corresponde a los requerimientos del sistema de transporte.

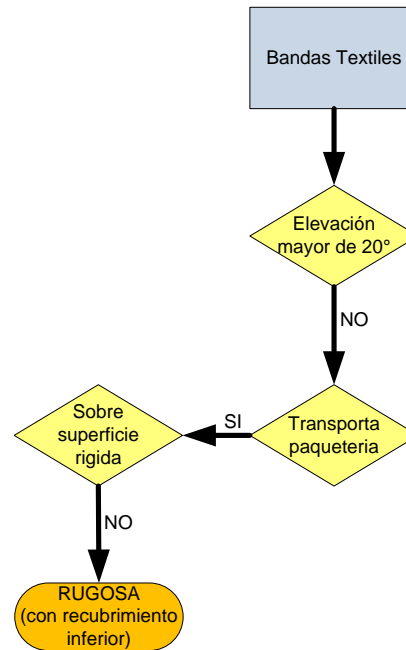


Figura 3.3 Selección del tipo de banda textil.

Por lo tanto se selecciona el tipo de **BANDA TEXTIL RUGOSA (con recubrimiento inferior)**.

3.1.2.1.4 Bandas Rugosas.

Son muy indicadas para el transporte de productos manufacturados, equipajes, paquetería, sacos, etc., tanto en montaje horizontal como inclinado. Su rugosidad superficial le da un gran coeficiente de fricción con el producto transportado y además amortigua posibles golpes o vibraciones.

Tabla 3.6 Dimensiones estándar de banda textil rugosa.

Color	Ancho (mm)	Longitud (m)	Aplicación
Negra	1200:1400	100:110	Paquetería, maletas, aeropuertos
Gris	1200:1380	75	Embalajes, sacos.
Miel	900	60	Cartones, materiales abrasivos

Cuando la banda se instala sobre rodillos, lleva recubrimiento inferior de goma.

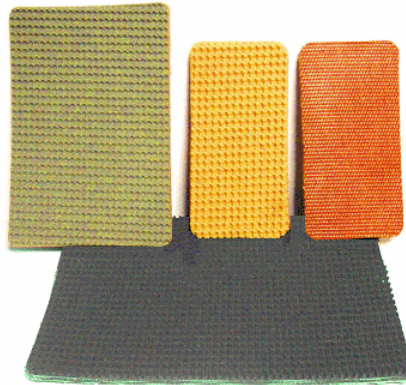


Figura 3.4 Banda textil rugosa.

Se selecciona una **banda textil rugosa color negro de 500mm de ancho.**

3.1.2.1.5 Estimación del peso de la banda textil.

El peso por metro de una banda textil lisa puede estimarse, de una forma aproximada, aplicando la siguiente fórmula:

$$Wg = B(1.15 * e_r + Pl * Z) \quad (3.1)$$

Donde:

Wg: Peso de la banda en Kg/m.

B: Ancho de la banda en m.

e_r : Espesor total de los recubrimientos, en mm.

Pl: Peso por m² de cada capa textil.

Z: Número de capas textiles.

Tabla 3.7 Valores de Pl.

Valores de Pl (Kg/ m², capa)	
Tipo de Lona	Pl (Kg/m²)
EP-100	1,12
EP-125	1,40
EP-160	1,41
EP-200	1,56

Se elige un tipo de lona **EP-125** cuyo valor de Pl es 1.4 (Kg/m²), para una banda textil de 125N/mm de resistencia que resulta ser la más segura.

Para bandas textiles los espesores de recubrimiento normales de fabricación son de [2-1,5] mm., en las de dos lonas, [3-1,5] mm en las de tres y [4-2] mm en las de cuatro.

Entonces se elige un espesor de 2mm y 2 capas textiles.

$$Wg = 0.5m * (1.15 * 2mm + 1.4 * 2) = 2.55 \frac{kg}{m}$$

3.1.2.1.6 Denominación de la banda textil.

La denominación completa de la banda textil para la banda del transportador será:

$$500 EP125/2 2+1.5 X$$

Indica que se trata de una banda de 500 mm., de ancho, carcasa de poliéster-nylon de 125 N/mm de resistencia en 2 capas, espesor de recubrimientos 2 y 1.5 mm., y calidad de recubrimiento "X" (Tabla 3.3).

3.1.3 Criterios de diseño para el transportador.

3.1.3.1 Parámetros de transporte.

A continuación se muestra la configuración que tendrá la banda transportadora:

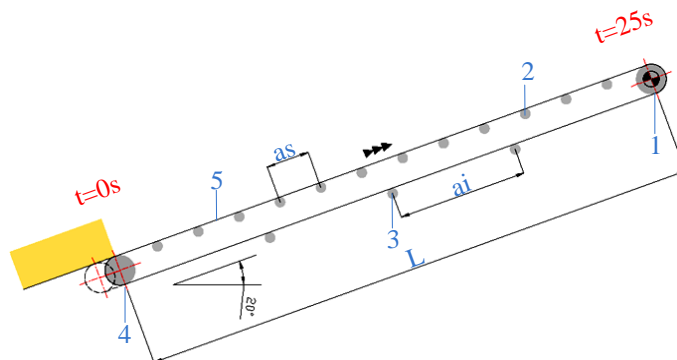


Figura 3.5 Configuración de la banda transportadora.

Donde:

- 1: Tambor motriz.
- 2: Rodillo superior.
- 3: Rodillo inferior.
- 4: Contra tambor.
- 5: Banda textil.
- a_s : Paso estación superior.
- a_i : Paso estación inferior.
- L: Longitud de transporte.

Como datos necesarios para el cálculo de la cinta transportadora se tiene:

- Material a transportar.....Paquetes de amianto.
- Capacidad requerida por turno.....40 Paquetes/turno.
- Capacidad del transportador.....5 paquetes.
- Longitud de transporte.....3550 mm.
- Inclinación.....20°.
- Densidad.....2.4 g/cm³.
- Peso de cada paquete.....50 kg.
- Horas de trabajo por turno.....0.055 hora/turno.
- Turnos por día.....3 turnos/día.

3.1.3.2 Velocidad de transporte.

El tiempo estimado para que se traslade el paquete de la posición inicial a la final de la banda transportadora será:

$$t_0 = 25s$$

El tramo que se desplazará el paquete tendrá una longitud de 3550mm, por tanto, la velocidad del paquete será igual a la velocidad de la banda:

$$v = \frac{L}{t_0} \quad (3.2)$$

$$v = \frac{3550\text{mm}}{25\text{s}} = 142 \frac{\text{mm}}{\text{s}} = 0.142 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

El tiempo que demorará en colocar un paquete el operario es:

$$t_1 = \frac{t_0}{N_B} \quad (3.3)$$

Donde:

t_0 : Tiempo que demorará el paquete en ir de la posición inicial a la final.

t_1 : Tiempo mínimo que demorará en colocar un paquete el operario.

N_B : # Paquetes que abarcan en la banda.

v : Velocidad de la banda.

$$t_1 = \frac{25\text{s}}{5\text{paquetes}} = 5\text{s}$$

Este tiempo solo será referencial, ya que el operario dispondrá de un tiempo mayor a cinco segundos para colocar el paquete en la banda transportadora sin que haya ningún problema.

Entonces, el tiempo que demora en trasladar los 40 paquetes será:

$$t_2 = t_1 * N_T \quad (3.4)$$

Donde:

t_2 : Tiempo de transporte.

N_T : # Paquetes totales por turno.

$$t_2 = 5\text{s} * 40 = 200\text{s} = 3.3\text{min}$$

3.1.3.3 Capacidad de transporte.

La capacidad de transporte ya es conocida en este proceso, ya que el paquete de amianto tiene un peso definido de 50kg, por lo tanto, como se desempaqueta 40 sacos por turno, se tendrá una capacidad de.

$$Q_t = \frac{Q_m}{t_2} = \frac{Q}{d_{\text{paquete}}} * v \quad (3.5)$$

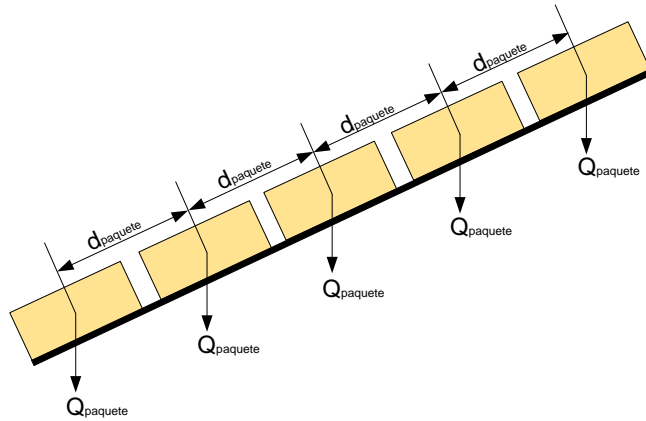


Figura 3.6 Capacidad de transporte con cargas por unidades.

Donde:

Q_m : Capacidad requerida por turno.

Q_t : Capacidad de transporte.

Q : Peso en kg del paquete de amianto.

d_{paquete} : Separación entre paquetes.

$$Q_t = \frac{2T}{200s * \frac{1h}{3600s}} = \frac{36T}{h}$$

O de otra manera según M Alexandrov:

$$Q_t = \frac{50kg}{0.710m} * 0.142 \frac{m}{s} * \frac{1T}{1000 kg} * \frac{3600s}{1h} = 36 \frac{T}{h}$$

3.1.4 Selección de rodillos.

3.1.4.1 Selección de diámetro exterior.

En la siguiente Tabla se define el diámetro exterior del rodillo en función del ancho de la banda y su velocidad en m/seg.

Tabla 3.8 Diámetro de rodillos.

Ancho Banda	Ø Rodillo	
	$v \leq 2 \text{ m/seg.}$	$v > 2 \text{ m/seg.}$
400	63,5 - 89	-
500	63,5 - 89	-
650	89	89

Por lo tanto se selecciona un **rodillo de 63.5mm de diámetro.**

3.1.4.2 Número de revoluciones de los rodillos.

La velocidad de los rodillos se encuentra utilizando la siguiente fórmula:

$$n = \frac{v * 1000 * 60}{D * \pi} \left[\frac{\text{rev}}{\text{min}} \right] \quad (3.6)$$

Donde:

D: Diámetro del rodillo en mm.

n: Número de revoluciones de los rodillos.

$$n = \frac{0.142 \frac{\text{m}}{\text{s}} * 1000 * 60}{63.5\text{mm} * \pi} \left[\frac{\text{rev}}{\text{min}} \right] = 42.7 \frac{\text{rev}}{\text{min}}$$

3.1.4.3 Selección del rodamiento y del eje.

Para la selección del rodamiento, y como consecuencia del eje, el proceso es el siguiente:

a): Determinación de la carga sobre el rodamiento (P).

b): Determinación de la seguridad de carga requerida (C/P).

c): Selección del rodamiento que cubre la capacidad dinámica de carga (C)_{requerida}

3.1.4.3.1 Determinación de la carga sobre el rodamiento (P).

Para obtener este dato, en primer lugar se debe calcular la carga sobre el juego de rodillos, la cual viene dada por la siguiente fórmula:

$$K_t = L_E \left[Wg + g + \frac{Q_t}{3.6 * v} \right] \quad (3.7)$$

Donde:

K_t: Carga total sobre estación de rodillos.

L_E: Distancia entre estaciones, en m.

g: Peso de las partes giratorias del rodillo (Tabal 3.9).

Tabla 3.9 Peso de las partes giratorias de los rodillos.

PESO EN Kg. DE LAS PARTES GIRATORIAS DE LOS RODILLOS KAUMAN												
Ancho de la Banda en m/m	Ø EXTERIOR											
	63,5		89		108		133		159		193,7	
	RL	EA	RL	EA	RL	EA	RL	EA	RL	EA	RL	EA
400	2,5	3,1	3,5	4,4								
500	3	3,6	4,3	5,2								
650	3,6	4,2	5,2	6,1	7	8,3						
800	4,5	5,1	6,4	7,3	8,7	10	13,1	15				
1.000			7,7	8,6	10,3	11,6	15,7	17,7				

RL: Rodillo liso, EA: Estación en artesas.

Peso de las partes giratorias del rodillo:

$$g = \frac{P_{PR}}{a} \quad (3.8)$$

Donde:

P_{PR} : Peso de las partes giratorias.

a: Paso estaciones.

Calculando se obtiene:

$$g = \frac{3\text{kg}}{0.27308\text{m}} = 10.99 \frac{\text{kg}}{\text{m}}$$

Reemplazando en la Ecuación 3.7 los valores obtenidos de la Ecuación 3.8 se tiene:

$$K_t = 0.27308\text{m} \left[2.55 \frac{\text{kg}}{\text{m}} + 10.99 \frac{\text{kg}}{\text{m}} + \frac{\frac{36T}{H}}{3.6 * 0.142 \frac{\text{m}}{\text{s}}} \right] = 22.93 \text{ kg}$$

Esta carga total debe dividirse entre el número de rodamientos componentes de la estación, pero debido a los irregulares esfuerzos que sufre cada rodillo, se ha establecido que el rodillo central soporta el 75% del total, por lo tanto se tiene la siguiente expresión:

$$P = \frac{K_t * 0.75}{2} \quad (3.9)$$

$$P = \frac{22.93\text{kg} * 0.75}{2} = 8.6\text{kg}$$

3.1.4.3.2 Determinación de la seguridad de carga requerida (C/P).

Esta relación viene dada por los fabricantes de rodamientos según la siguiente tabla:

Tabla 3.10 Seguridad de carga (C/P).

SEGURIDAD DE CARGA (C/P) DE LOS RODAMIENTOS DE BOLAS PARA DIFERENTES DURACIONES EXPRESADAS EN HORAS DE FUNCIONAMIENTO Y DIFERENTES VELOCIDADES													
Duración en horas Lh	REVOLUCIONES POR MINUTO												
	10	16	25	40	63	100	125	160	200	250	320	400	500
100									1.06	1.15	1.24	1.34	1.45
500				1.06	1.24	1.45	1.56	1.68	1.82	1.96	2.12	2.29	2.47
1.000			1.15	1.34	1.56	1.82	1.96	2.12	2.29	2.47	2.67	2.88	3.11
80.000	3.63	4.23	4.93	5.75	6.70	7.81	8.43	9.11	9.83	10.6	11.5	12.4	13.4
100.000	3.91	4.56	5.32	6.20	7.23	8.43	9.11	9.83	10.6	11.5	12.4	13.4	14.5
200.000	4.93	5.75	6.70	7.81	9.11	10.6	11.5	12.4	13.4	14.5	15.6	16.8	18.2

Con una velocidad del rodamiento de $42.7 \frac{rev}{min}$ y para una duración de 200000 horas, se tiene interpolando el siguiente valor:

$$Y = \frac{(Y2 - Y1)(X - X1)}{(X2 - X1)} + Y1 \quad (3.10)$$

$$C/P = \frac{(9.11 - 7.81)(42.7 - 40)}{(63 - 40)} + 7.81 = 7.96$$

3.1.4.3.3 Selección del rodamiento que cubre la capacidad dinámica de carga ($C_{requerida}$)

La capacidad de carga dinámica exigible al rodamiento $C_{requerida}$, una vez calculados P y C/P está determinada por:

$$C_{requerida} = C/P * P \quad (3.11)$$

$$C_{requerida} = 7.96 * 8.6kg = 68.46kg$$

Para la selección del rodamiento adecuado basta con acudir a la siguiente tabla:

Tabla 3.11 Diámetro de eje y tipo de rodamiento.

Ø Eje	Tipo rodamiento	C
17	6203	750
20	6204....6304	1000....1250
25	6205....6305	1100....1760
30	6206....6306	1530....2200
35	6207....6307	2000....2600
40	6208....6308	2280....3200
45	6209....6309	2550....4150
50	6210....6310	2750....4800

Por lo tanto se elige un **diámetro de eje de 17mm** y un **rodamiento SKF 6203**.

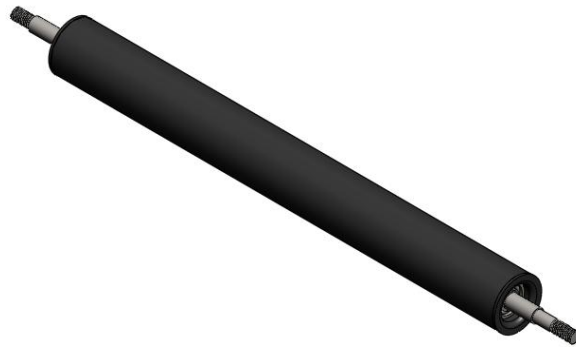


Figura 3.7 Rodillo.

3.1.4.4 Especificaciones técnicas de la selección de rodillos.

En todos los aspectos dimensionales, los rodillos deben ajustarse a las especificaciones establecidas en las normas dictadas al efecto por **DIN** (15.207), **ISO** (R, 1537), **UNE** (558.202) o la **Federación Europea de Manutención F.E.M.** (201-11465-3).

3.1.4.5 Características del material para los rodillos.

Tubo: En calidad ST-37, soldada y calibrada, utilizándose los diámetros recomendados, según la tabla y en los espesores asimismo indicados:

Tabla 3.12 Dimensiones del tubo para rodillos.

Tubo mm.	63,5	89	108	133	159	193,7
Espesor mm.	3	3	3 - 3,5	3 - 4	5 - 6	8

Tolerancia espesor: $\pm 7.5\%$ del espesor.

Excentricidad: 0.5% del diámetro exterior.

Flecha: 0.1% de la longitud.

Eje: En calidad F-114, calibrada:

3.1.5 Cálculo de la potencia de accionamiento.

La potencia de accionamiento viene dada por:

$$N_a = N_1 + N_2 + N_3 + N_t \quad (3.12)$$

Donde:

N_a : Potencia de accionamiento.

N_1 : Potencia necesaria para mover la banda descargada.

N_2 : Potencia necesaria para vencer el rozamiento al movimiento de la carga.

N_3 : Potencia necesaria para elevar la carga.

N_t : Potencia necesaria para accionar descargas intermedias ("tripper").

Resumiendo de manera gráfica el proceso es el siguiente:

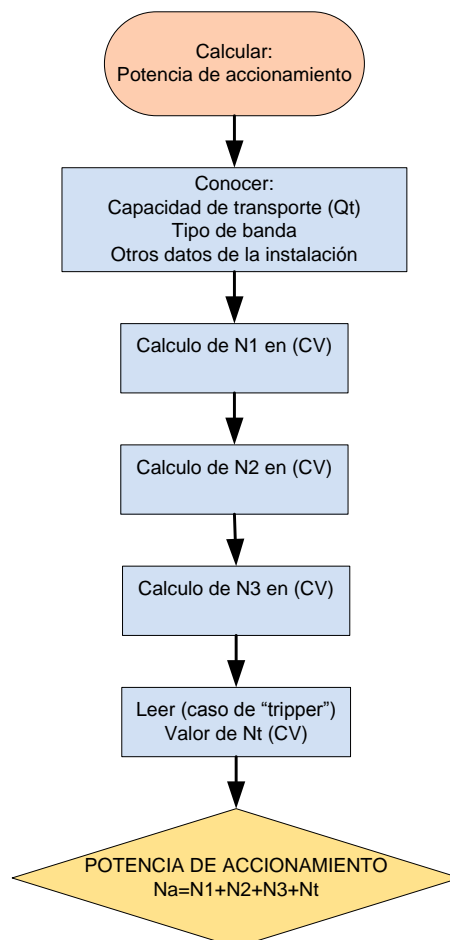


Figura 3.8 Diagrama para hallar la potencia de accionamiento.

3.1.5.1 Potencia necesaria para mover la banda descargada (N1).

Depende del peso de las partes móviles, el coeficiente de fricción en los rodillos de apoyo, la longitud, la inclinación y la velocidad de la banda. Su valor en CV, viene dado por:

$$N1 = \frac{C_{LT} * f * L * v * Gm}{75} \quad (3.13)$$

$$N1 = \frac{C_{LT} * f * L * v}{75} (2Wg * \cos\delta + Gs + Gi) \quad (3.14)$$

Donde:

C_{LT} : Coeficiente según la longitud de transporte, (Tabla 3.13).

f : Coeficiente de rozamiento en rodillos, (Tabla 3.14).

Gm : Peso de las partes móviles.

Gs : Peso de las partes giratorias de los rodillos soporte superior, en Kg/m.).

Gi : Peso de las partes giratorias de los rodillos soporte inferior, en Kg/m.

δ : Ángulo de inclinación del transporte, en grados.

Tabla 3.13 Valores del coeficiente “ C_{LT} ”.

Valores del Coeficiente “ C_{LT} ” (L, longitud de transporte, en metros)												
L	3	4	5	6	8	10	12,5	16	20	25	32	40
C	9	7,6	6,6	5,9	5,1	4,5	4	3,6	3,2	2,9	2,6	2,4
L	50	63	80	100	125	160	200	250	320	400	500	1000
C	2,2	2	1,85	1,7	1,6	1,5	1,4	1,3	1,2	1,1	1,05	1,05

Para encontrar el valor de “ C_{LT} ”, se procede a interpolar los datos de la Tabla 3.13

$$C_{LT} = \frac{(2.2 - 2)(3.55 - 3)}{(4 - 3)} + 2.2 = 2.09$$

Tabla 3.14 Coeficientes de fricción en los rodillos “f”.

Coeficientes de fricción en los rodillos “f”		
Tipo de Cojinete	Estado	Valor de f
Rodamiento	Favorable	0,018
	Normal	0,020
	Desfavorable	0,023 – 0,030
Fricción		0,050

El valor de “f” se tomara con un rodamiento en estado normal.

El peso de las partes giratorias superior G_s e inferior G_i vendrá dado por:

Superior:

$$G_s = \frac{P_{PRS}}{a_s} \quad (3.15)$$

$$G_s = \frac{3\text{kg}}{0.27308\text{m}} = 10.99 \frac{\text{kg}}{\text{m}}$$

Inferior

$$G_i = \frac{P_{PRI}}{a_i} \quad (3.16)$$

$$G_i = \frac{3\text{kg}}{0.81923\text{m}} = 3.66 \frac{\text{kg}}{\text{m}}$$

Donde:

P_{PRS} : Peso de las partes giratorias superior.

P_{PRI} : Peso de las partes giratorias inferior.

Por lo tanto, $N1$ se calculará con los datos ya obtenidos anteriormente:

$$N1 = \frac{2.09 * 0.020 * 3.55\text{m} * 0.142 \frac{\text{m}}{\text{s}}}{75} (2 * 2.55 \frac{\text{kg}}{\text{m}} * \cos 20^\circ + 10.99 \frac{\text{kg}}{\text{m}} + 3.66 \frac{\text{kg}}{\text{m}})$$

$$N1 = 5.46 \times 10^{-03} CV$$

3.1.5.2 Potencia para vencer las resistencias de rozamiento al movimiento de la carga (N2).

Depende de los mismos factores del apartado anterior, con la diferencia de que sólo se considerará el peso de la carga a transportar. Su valor en **CV**, viene dado por:

$$N2 = \frac{C_{LT} * f * L * Q_t * \cos\delta}{270} \quad (3.17)$$

$$N2 = \frac{2.09 * 0.09 * 3.55m * 36 \frac{T}{h} * \cos 20}{270} = 0.084CV$$

3.1.5.3 Potencia necesaria para elevar la carga (N3).

Dependerá de la cantidad de material a transportar, la velocidad y la (\pm) altura. La propia banda no se considera, ya que compensa la parte ascendente con la descendente. Su valor en **CV**, viene dado por:

Donde:

H: Altura vertical de transporte, en metros.

$$N3 = \frac{Q_t * H}{270} \quad (3.18)$$

$$N3 = \frac{36 \frac{T}{h} * 2.1m}{270} = 0.28CV$$

3.1.5.4 Potencia necesaria para accionar descargas intermedias "tripper" (Nt)

Como no se tiene descargas intermedias “tripper” no se añadirá este valor al cálculo

Por lo tanto la potencia total accionada será:

$$N_a = 5.46 \times 10^{-03} + 0.084 + 0.28 + 0 = 0.37CV = 0.36HP$$

$$N_a = 0.36HP$$

3.1.6 Cálculo de tensiones de trabajo.

Para el cálculo de tensiones de trabajo, se sigue el siguiente diagrama:

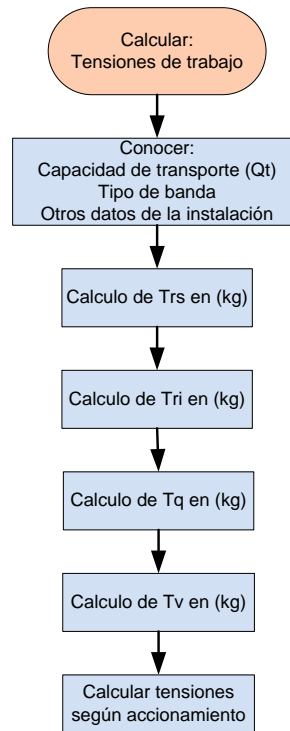


Figura 3.9 Cuadro de resumen del cálculo de tensiones de trabajo.

La potencia de accionamiento, ha de traducirse en una fuerza de accionamiento sobre el tambor motriz. Esta fuerza de accionamiento se produce por la diferencia entre las tensiones de entrada y salida de la banda en el tambor motriz, que dependen a su vez del coeficiente de rozamiento entre la banda y el tambor.

$$F_{acc} = \frac{75Na}{v} \quad (3.19)$$

A su vez, las tensiones de entrada y salida están relacionadas por la fórmula de Eytelwein-Euler:

$$\frac{T_1}{T_2} \leq e^{\mu \cdot \alpha} \quad (3.20)$$

Estas tensiones serán mínimas cuando se alcance el límite de adherencia entre la banda y el tambor, en cuyo momento la expresión anterior se convierte en igualdad.

Por otra parte, tal como se aprecia en el gráfico, se cumple que:

$$T1 - T2 = F_{acc} \quad (3.21)$$

De estas dos últimas Ecuaciones, resulta:

$$T1 = F_{acc} \left(1 + \frac{1}{e^{\mu \cdot \alpha} - 1} \right) \quad (3.22)$$

$$T2 = F_{acc} \left(\frac{1}{e^{\mu \cdot \alpha} - 1} \right) \quad (3.23)$$

Donde:

F_{acc} : Fuerza de accionamiento en el tambor motriz, en Kg.

T1: Tensión de la banda a la entrada en tambor motriz, en Kg.

T2: Tensión de la banda a la salida del tambor motriz, en Kg.

e: Base de los logaritmos neperianos o naturales ($e = 2,7182$).

μ : Coeficiente de rozamiento entre la banda y el tambor motriz.

α : Ángulo del tambor motriz abrazado por la banda, en radianes.

Tabla 3.15 Coeficientes de rozamiento entre banda y tambor motriz (valor de μ).

Condiciones del Tambor	Condiciones de Ambiente	Valor de μ
Sin Recubrir	mojado	0,10
	húmedo	0,10 ÷ 0,20
	seco	0,30
Recubierto	mojado	0,25
	húmedo	0,25 ÷ 0,30
	seco	0,35

Calculando según las Ecuaciones 3.19 a 3.23 se tiene:

$$F_{acc} = \frac{75 * 0.37}{0.142} = 195.4 \text{Kg}$$

$$\alpha = 180^\circ * \frac{2\pi \text{rad}}{360^\circ} = 3.14 \text{rad}$$

$$T1 = 195.4 \text{kg} \left(1 + \frac{1}{e^{0.35 * 3.14} - 1} \right) = 293 \text{kg}$$

$$T2 = 195.4 \left(\frac{1}{e^{0.35 * 3.14} - 1} \right) = 97.6 \text{kg}$$

3.1.7 Diagrama de tensiones.

El cálculo de la fuerza de accionamiento “F_{acc}” y, por lo tanto, de las tensiones, se lo hará siguiendo el mismo sistema que el utilizado para la potencia de accionamiento, es decir:

3.1.7.1 Tensión necesaria para mover la banda descargada (Tr).

Depende del peso de las partes móviles, el coeficiente de fricción en los rodillos de apoyo, la longitud, la inclinación y la velocidad de la banda. Su valor en Kg, viene dado por:

$$Tr = \frac{75 * N1}{v} C_{LT} * f * L * Gm \quad (3.24)$$

$$Tr = C_{LT} * f * L * (2 * Wg * \cos\delta + Gs + Gi) \quad (3.25)$$

$$Tr = 2.09 * 0.02 * 3.55 \text{m} * \left(2 * 2.55 \frac{\text{kg}}{\text{m}} * \cos 20 + 10.99 \frac{\text{kg}}{\text{m}} + 3.66 \frac{\text{kg}}{\text{m}} \right) = 2.89 \text{kg}$$

Para confeccionar los diagramas de tensión, se debe diferenciar esta tensión entre el ramal superior (Trs) y el inferior (Tri), de modo que:

$$Trs = C_{LT} * f * L * (2 * Wg * \cos\delta + Gs) \quad (3.26)$$

$$Trs = 2.09 * 0.02 * 3.55 \text{m} * \left(2 * 2.55 \frac{\text{kg}}{\text{m}} * \cos 20 + 10.99 \frac{\text{kg}}{\text{m}} \right) = 2.34 \text{kg}$$

$$T_{ri} = C_{LT} * f * L * (2 * W_g * \cos\delta + G_i) \quad (3.27)$$

$$T_{ri} = 2.09 * 0.02 * 3.55m * (2 * 2.55 \frac{kg}{m} * \cos 20 + 3.66 \frac{kg}{m}) = 1.25kg$$

3.1.7.2 Tensión necesaria para vencer resistencias de rozamiento al movimiento de carga (Tq).

Depende de los mismos factores del apartado anterior, con la diferencia de que sólo se considerará el peso de la carga a transportar. Su valor en Kg, viene dado por:

$$T_q = \frac{75 * N_2}{v} = \frac{C_{LT} * f * L * Q_t * \cos\delta}{3.6 * v} \quad (3.28)$$

$$T_q = \frac{2.09 * 0.02 * 3.55m * 36 \frac{T}{h} * \cos 20}{3.6 * 0.142 \frac{m}{s}} = 9.82Kg$$

3.1.7.3 Tensión necesaria para elevar la carga (Tv).

Dependerá de la cantidad de material a transportar, la velocidad y la (\pm) altura. Su valor en Kg, viene dado por:

$$T_v = \frac{75 * N_3}{v} = \frac{Q_t * H}{3.6 * v} \quad (3.29)$$

$$T_v = \frac{36 \frac{T}{h} * 2.1m}{3.6 * 0.142 \frac{m}{s}} = 147.9kg$$

En este caso, para confeccionar los diagramas de tensión, sí habrá que tener en cuenta el peso propio de la banda ya que, cuando el transporte es inclinado, habrá de soportarlo el tambor situado en la parte más alta. La tensión que supone, vendrá dada por:

$$T_b = H * W_g \quad (3.30)$$

$$T_b = 2.1m * 2.55 \frac{Kg}{m} = 5.36kg$$

La fuerza de accionamiento necesaria, será:

$$F_{acc-nec} = T_q + T_r + T_v \quad (3.31)$$

$$F_{acc-nec} = 9.82Kg + 2.89 + 147.9(kg) = 160.6kg$$

3.1.7.4 Cálculo de tensiones según accionamiento.

Para accionamiento de cabeza, y según la condición:

$$F \left(\frac{1}{e^{\mu * \alpha} - 1} \right) > T_g \quad (3.32)$$

$$97.6kg \geq 5.36kg$$

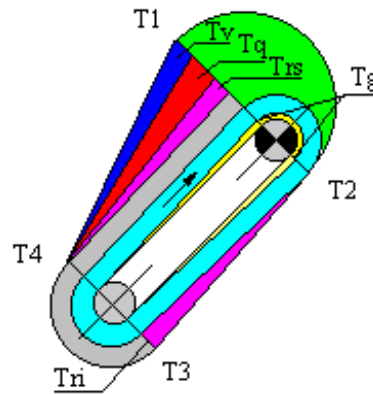


Figura 3.10 Diagrama de tensiones.

$$F = T_q + T_{rs} + T_{rl} + T_v \quad (3.33)$$

$$F = 9.82 + 2.34 + 1.25 + 147.9(kg) = 161.31kg$$

$$T_3 = T_2 + T_{rl} + T_g \quad (3.34)$$

$$T_3 = 97.6 + 1.25 + 5.36(kg) = 104.21kg$$

$$T4 = T3 \quad (3.35)$$

$$T4 = 104.21\text{kg}$$

3.1.8 Número de capas textiles de refuerzo.

El número de capas textiles de refuerzo en una banda, vendrá dado por:

$$z_{CT} = \frac{S \cdot T_m}{100 * B * R_1} \quad (3.36)$$

Donde:

z_{CT} : Número de capas textiles de refuerzo.

S: Coeficiente de seguridad.

T_m : Tensión máxima de trabajo de la banda, en kg.

R_1 : Resistencia nominal de cada capa textil.

Tabla 3.16 Coeficientes de seguridad para bandas de carcasa textil.

Coeficientes de Seguridad (S) para Bandas de Carcasa textil			
Número de Capas (z_{CT})	de 2 a 5	de 6 a 9	más de 9
Coeficiente Seguridad (S)	11	12	13

Además, de los cálculos anteriores se seleccionó una banda tipo **500 EP125/2 2+1.5 X**, donde el valor de R_1 es de 125 N/mm en dos capas.

Por lo tanto calculado se tiene:

$$z = \frac{11 * 290.6}{100 * 0.5 * 125} = 0.51 \text{ capas textles de refuerzo}$$

Entonces se añadirá una capa textil más a la seleccionada, quedando de manera definitiva una banda tipo **500 EP125/3 2+1.5 X**.

3.1.9 Selección del tambor [5].

Los tambores están dimensionados en base a las características de cada cinta transportadora y presentan una amplísima variedad de modalidades constructivas.

Los tambores tienen que resistir esfuerzos debidos por las tensiones de la banda y por la carga. Los principales datos, necesarios para definir un tambor, son los siguientes:

- Ancho de la banda.
- Diámetro del tambor en relación con el tipo y con las características de la banda.
- Diámetro del eje y tipo de acero.
- Tipo de bloqueo del eje con los cabezales (anillos ensambladores, chaveta, soldadura).
- Posición del tambor (mando, transmisión, inflexión...).
- Ángulo de abrazamiento de la banda en el tambor " α ".
- Tensión de la banda T1, T2 o T3.
- Distancias entre soporte y brida del tambor " a_g ".
- Revestimiento (tipo) si se requiere.

3.1.9.1 Designación de referencia.

Los tambores se identifican según las siguientes características:

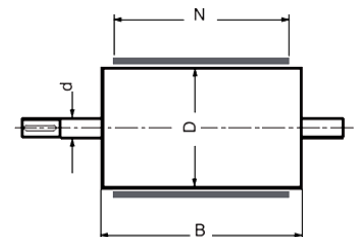
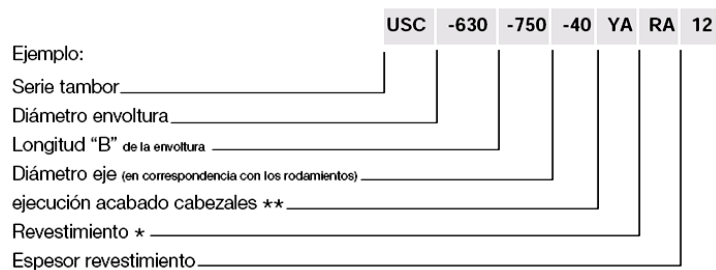


Figura 3.11 Designación de referencia.

* Para el revestimiento hay que especificar: la forma, el espesor y en el caso de revestimiento en forma de espiga, también el sentido de rotación del tambor visto desde el dado de mando, según la siguiente lista:

- R - Revestimiento de goma lisa.
- RR - Revestimiento de goma romboidal.
- RA - Revestimiento de goma en forma de espiga con sentido de las agujas del reloj.
- RO - Revestimiento de goma en forma de espiga contrario a las agujas del reloj.

Tipos de goma estándar suministrada para el revestimiento: dureza 60 ó 70 Shore A, color negro antiabrasiva.

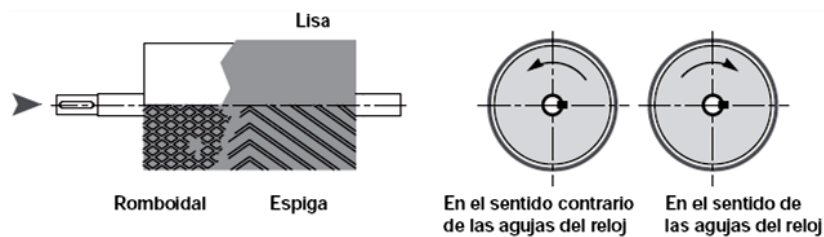


Figura 3.12 Revestimiento del tambor.

Tabla 3.17 Ejecución de acabado cabezales tambor.

** Ejecución de acabado cabezales tambor	
Sigla	Descripción del tratamiento
YA	pintura con antioxidol
YB	arenado SA 2,5 + galvanizante inorgánico 70 micron
YC	arenado SA 2,5 + galvanizante inorgánico 70 micron + clorocaucho 30 micron
YS	pintura especial bajo pedido (especificar cido)

3.1.9.1.1 Serie de tambor.

RULMECA, es una compañía constructora de cintas transportadoras, y pone a consideración una serie para tambores los cuales servirán como referencia para la construcción de los mismos, ya que esta empresa no tiene sucursales de venta en Ecuador.

Tabla 3.18 Serie de tambor.

Tambores tipo	Serie	Ejecución
USC	tambores motrices	con anillos ensambladores
USF	tambores locos	con anillos ensambladores
CUF	tambores locos	con rodamientos incorporados
TDV	tensores de tornillo	simple
Tambores especiales		

3.1.9.2 Selección del tambor motriz.

De la tabla 3.18, se elige la serie USC para el tambor motriz:

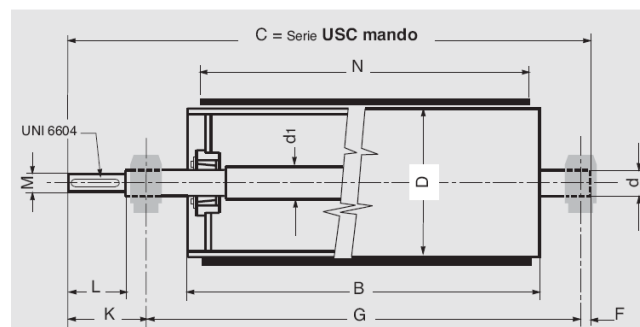


Figura 3.13 Serie USC.

Tabla 3.19 Serie USC tambor motriz con anillos ensambladores.

Banda ancho N mm	Tambor tipo	D mm	B	d	C	d1	M m6	L	K	F	G	Peso Kg
400	USC	190	500	40	830	45	38	80	145	25	660	34
		270	500	40	830	45	38	80	145	25	660	46
		320	500	40	830	45	38	80	145	25	660	52
500	USC	190	600	40	930	45	38	80	145	25	760	38
		270	600	40	930	45	38	80	145	25	760	52
		320	600	40	930	45	38	80	145	25	760	59
		400	600	50	990	55	48	110	180	30	780	94
		520	600	50	990	55	48	110	180	30	780	126

Las medidas del tambor motriz propuestos por RULMECA, solo servirán como referencia de medidas para la construcción propia del tambor, se elige por lo tanto un diámetro de tambor motriz de

D=190mm, y su denominación es **USC-190-600-40-YA-R-2** con acoplamiento flexible de cadena **IS1618**.



Figura 3.14 Tambor motriz.



Figura 3.15 Anillos ensambladores.



Figura 3.16 Acople flexible de cadena.

3.1.9.3 Selección del contra tambor o de reenvío.

De la tabla 3.18, se elige la serie USF para el tambor de reenvío:

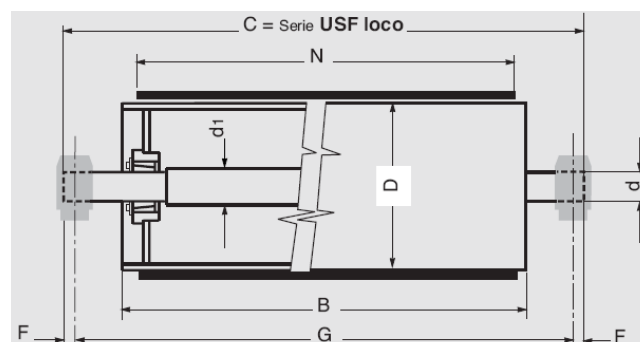
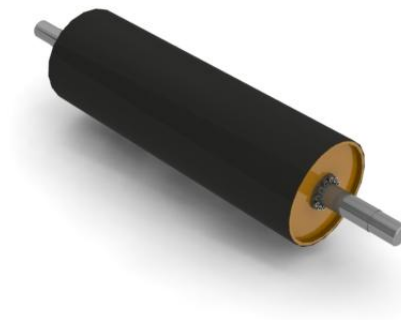


Figura 3.17 Serie USF.

Tabla 3.20 Serie USF tambor loco con rodamientos incorporados.

Banda ancho N mm	Tambor tipo	D mm	B	d	C	d1	F	G	Peso Kg
400	USF	190	500	40	710	45	25	660	32
		270	500	40	710	45	25	660	45
		320	500	40	710	45	25	660	51
500	USF	190	600	40	810	45	25	760	37
		270	600	40	810	45	25	760	51
		320	600	40	810	45	25	760	58
		400	600	40	810	45	25	780	85
		520	600	50	840	55	30	780	124

Las medidas del contra tambor propuestos por RULMECA, solo servirán como referencia de medidas para la construcción propia del tambor, se elige por lo tanto un diámetro de contra tambor D=190mm, y su denominación es USF-190-600-40-YA-R-2

**Figura 3.18 Contra tambor.**

3.1.9.4 Verificación de los ejes de los tambores.

3.1.9.4.1 Eje del tambor motriz.

El eje del tambor motriz está sujeto a flexiones con fatiga alterna y a torsión. Para calcular el diámetro, habrá que determinar por tanto el momento de flexión M_f y el momento de torsión M_t .

El momento de flexión del eje está generado por la resultante de la suma vectorial de las tensiones T_1 y T_2 y del peso del tambor q_T .

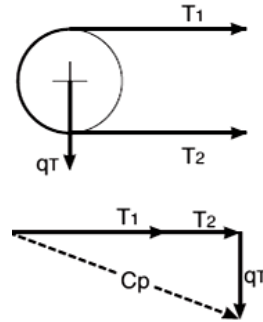


Figura 3.19 Representación vectorial de la T1, T2, q_T en el tambor motriz.

El dimensionado del diámetro del eje requiere la determinación de algunos valores. Éstos son: la resultante de las tensiones Cp, el momento de flexión Mf, el momento de torsión Mt, el momento ideal de flexión Mif y el módulo de resistencia W.

$$C_p = \sqrt{(T_1 + T_2)^2 + q_T^2} \quad (3.37)$$

Los valores de T1, T2 fueron calculados anteriormente en las Ecuaciones 3.22 y 3.23, y el valor de q_T es el peso del tambor

$$C_p = \sqrt{(293\text{kg} + 97.6\text{kg})^2 + (38\text{kg})^2} = 392.4 \text{ kg}$$

$$M_f = \frac{C_p}{2} * a_g \quad (3.38)$$

El valor de a_g es la distancia entre el soporte y la brida del tambor, y para este caso es 110mm

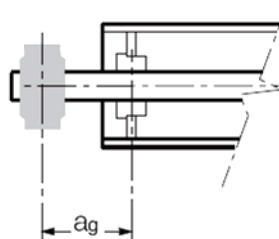


Figura 3.20 Distancia a_g.

$$M_f = \frac{392.4\text{kg}}{2} * 0.110\text{m} = 21.78\text{kg.m}$$

$$M_t = \frac{N_a}{n_T} \quad (3.39)$$

El número de revoluciones del tambor motriz n_T se obtiene de la Ecuación 3.6:

$$n_T = \frac{0.142 * 1000 * 60}{190 * \pi} \left[\frac{\text{rev}}{\text{min}} \right] = 14.3 \left[\frac{\text{rev}}{\text{min}} \right]$$

$$M_t = \frac{0.37 \text{ CV}}{14.3 \frac{\text{rev}}{\text{min}} * \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}} * \frac{2\pi}{1 \text{ rev}}} * \frac{75 \frac{\text{Kg. m}}{\text{s}}}{1 \text{ CV}} = 18.53 \text{ kg. m} = 181.7 \text{ N. m}$$

$$M_{if} = \sqrt{M_f^2 + 0.75 * M_t^2} \quad (3.40)$$

$$M_{if} = \sqrt{(21.78 \text{ kg. m})^2 + 0.75 * (18.53 \text{ kg. m})^2} = 27.053 \text{ Kg. m}$$

$$W = \frac{M_{if}}{\sigma_{adm}} \quad (3.41)$$

$$W = \frac{\pi}{32} * d^3 \quad (3.42)$$

Tabla 3.21 Valores de esfuerzos admisibles σ_{adm} .

Tipo di acero	daN/mm ²
38 NCD	12,2
C 40 Bonificado	7,82
C 40 Normalizado	5,8
Fe 37 Normalizado	4,4

$$W = \frac{27.053 \text{ kg. m} * \frac{1000 \text{ mm}}{1 \text{ m}}}{5.8 \frac{\text{daN}}{\text{mm}^2} * \frac{1 \text{ kg}}{9.8 \text{ N}} * \frac{10}{1 \text{ da}}} = 4571.024 \text{ mm}^3$$

De la combinación de las Ecuaciones 3.41 y 3.42 se obtendrá el diámetro del eje como sigue:

$$d = \sqrt[3]{\frac{W * 32}{\pi}} [\text{mm}] \quad (3.43)$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{4571.024 * 32}{\pi}} = 35.97\text{mm}$$

Por lo tanto, el diámetro que propone el fabricante RULMECA, es el apropiado para este caso, así que se tomará el mismo diámetro de **40mm**, quedando por último una denominación del tambor motriz **USC-190-600-40-YA-R-2**.

3.1.9.4.2 Eje del contra tambor.

Es este caso el eje se puede considerar sometido a esfuerzo por simple flexión. Por tanto, habrá que determinar el momento de flexión M_f , generado por la resultante de la suma vectorial de las tensiones de la banda al acuerdo y al alejarse del tambor y del peso del tambor mismo. En este caso, tratándose de tambores locos, se puede considerar $T_3=T_4$

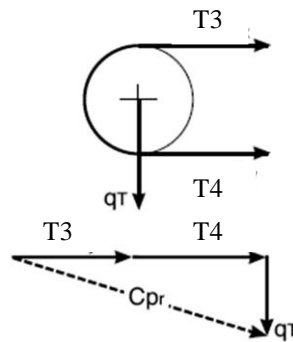


Figura 3.21 Representación vectorial de la T_3 , T_4 , q_T del contra tambor.

Los valores de T_3 , T_4 fueron calculados anteriormente en las Ecuaciones 3.34 y 3.35, y el valor de q_T es el peso del tambor.

$$C_{pr} = \sqrt{(T_3 + T_4)^2 + q_T^2} \quad (3.44)$$

$$C_{pr} = \sqrt{(104.21\text{kg} + 104.21\text{kg})^2 + 37^2} = 211.7\text{kg}$$

El momento de flexión vendrá dado por:

$$M_f = \frac{C_{pr}}{2} * a_g \quad (3.45)$$

$$M_f = \frac{211.7\text{kg}}{2} * 0.153\text{m} = 16.19 \text{ kg. m}$$

El módulo de resistencia se obtendrá de:

$$W = \frac{M_f}{\sigma_{adm}} \quad (3.46)$$

$$W = \frac{16.19\text{kgm} * \frac{1000\text{mm}}{1\text{m}}}{5.8 \frac{\text{daN}}{\text{mm}^2} * \frac{1\text{kg}}{9.8\text{N}} * \frac{10}{1\text{da}}} = 2735.55\text{mm}^3$$

Siendo el módulo de resistencia:

$$W = \frac{\pi}{32} * d^3$$

El diámetro del eje se calculará mediante la Ecuación 3.43:

$$d = \sqrt[3]{\frac{2735.55 * 32}{\pi}} = 30.32\text{mm}$$

Por lo tanto, el diámetro que propone el fabricante RULMECA, es el apropiado para este caso, así que se tomará el mismo diámetro de **40mm**, quedando por último una denominación del contra tambor **USF-190-600-40-YA-R-2**.

3.1.9.5 Limitación de flecha para tambor motriz y contra tambor [6].

Después de haber dimensionado el diámetro del eje de los diferentes tambores, hay que comprobar que la flecha del eje que no supere determinado valor.

En particular, la flecha f_t deberá cumplir con la relación:

$$f_{t_{\max}} \leq \frac{C}{1500} \quad (3.47)$$

$$f_t = \frac{\frac{C_{se}}{2} * a_g}{24 * E * J} [3(b + 2a_g)^2 - 4a_g^2] \leq \frac{C}{1500} \quad (3.48)$$

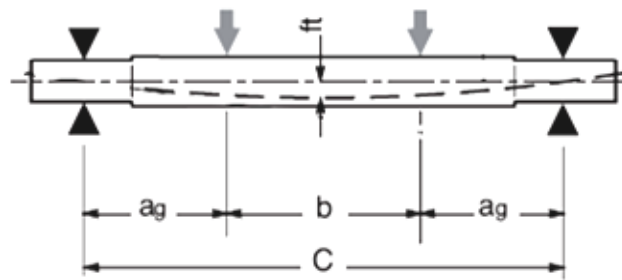


Figura 3.22 Flecha para tambor motriz y loco.

Donde:

E: Módulo de elasticidad del acero: $21006.2 \left[\frac{\text{kg}}{\text{mm}^2} \right]$.

J: Momento de inercia de la sección del eje: $\frac{\pi * D^4}{64} = 0.0491 D^4 \text{ [mm}^4\text{]}$.

Cse: Carga sobre el eje = $C_p = C_{pr} \text{ [kg]}$.

3.1.9.5.1 Flecha para tambor motriz.

$$f_t = \frac{\frac{C_p}{2} * a_g}{24 * E * J} [3(b + 2a_g)^2 - 4a_g^2] \leq \frac{C}{1500}$$

$$f_t = \frac{\frac{392.4}{2} * 91.25}{24 * 21006.2 * 0.0491 (40)^4} [3(560 + 2 * 91.25)^2 - 4 * 91.25^2] \leq \frac{742.5}{1500}$$

$$f_t = 0.46 \leq 0.495 \text{ OK!!!}$$

3.1.9.5.2 Flecha para contra tambor.

$$f_t = \frac{\frac{C_{pr}}{2} * a_g}{24 * E * J} [3(b + 2a_g)^2 - 4a_g^2] \leq \frac{C}{1500}$$

$$f_t = \frac{\frac{211.7}{2} * 133}{24 * 21006.2 * 0.0491 (40)^4} [3(560 + 2 * 133)^2 - 4 * 133^2] \leq \frac{826}{1500}$$

$$f_t = 0.46 \leq 0.55 \text{ OK!!!}$$

3.1.9.6 Selección de chumaceras.

3.1.9.6.1 Contra tambor.

Con el diámetro del eje del contra tambor de 38mm que en pulgadas es de $1\frac{1}{2}in$, se selecciona dos chumaceras tensoras SKF TBY 1.1/2 TM con rodamiento YAR 208-108.



Figura 3.23 Chumacera tensora SKF TBY 1.1/2 TM con rodamiento YAR 208-108.

Verificación del rodamiento:

Las cargas que soportaran las chumaceras tensoras vendrán dadas por las reacciones provocadas por el peso del contra tambor y las tensiones de la banda.

El peso del contra tambor tendrá componentes en (Z) y en (Y) debido a la inclinación de 20° del transportador de banda y su diagrama es el siguiente:

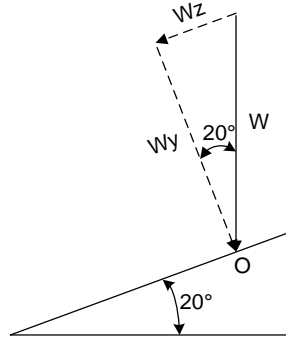


Figura 3.24 Diagrama de componentes del peso del tambor, chumacera y accesorios.

$$W = W_{\text{contra tambor}} + W_{\text{chumaceras}} + W_{\text{accesorios}} \quad (3.49)$$

$$W_z = W \cdot \sin 20^\circ \quad (3.50)$$

$$W_y = W \cdot \cos 20^\circ \quad (3.51)$$

Para la verificación de la chumacera solo se tomará en cuenta el peso del contra tambor, ya que los otros pesos no influyen en el eje:

$$W' = W_{\text{contra tambor}}$$

$$W' = 37 \text{ kg}$$

$$W_y' = 37 \cdot \cos 20^\circ = 34.77 \text{ kg}$$

$$W_z' = 37 \cdot \sin 20^\circ = 12.65 \text{ kg}$$

Las tensiones que intervienen en este cálculo ya fueron calculadas en las Ecuaciones 3.34 y 3.35 y tienen un valor de:

$$T_3 = T_4 = 104.21 \text{ kg}$$

Entonces la carga resultante será:

$$F_y: W_y' = 34.77 \text{ kg}$$

$$F_z: W_z' = 12.65 \text{ kg}; T_3 = 104.21 \text{ kg}; T_4 = 104.21 \text{ kg}$$

$$P_1 = \sqrt{(34.77)^2 + (12.65 + 104.21 + 104.21)^2}$$

$$P_1 = 223.78 \text{ kg}$$

Las reacciones que soportarán las chumaceras serán iguales, y tendrán un valor de la mitad del peso P_1

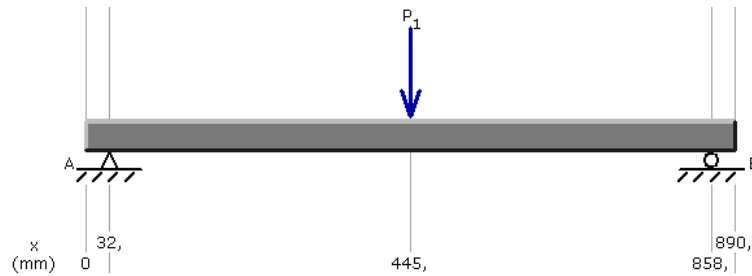


Figura 3.25 Diagrama de fuerzas en el eje del contra tambor.

De las condiciones de equilibrio de la figura 3.25 se tiene: $R_A = R_B = 111.89 \text{ kg}$

Diseño a carga Estática

Para verificar si se seleccionó el rodamiento de la chumacera adecuada, debe cumplir con el siguiente requerimiento proporcionado por rodamientos SKF para capacidad de carga estática:

$$C_{o_{req}} \leq C_{o_{disponible}} \quad (3.52)$$

$$C_{o_{req}} = \frac{2P_0}{f_T} \quad (3.53)$$

Donde:

Co_{req} : Capacidad de carga requerida.

P_0 : Carga estática equivalente.

f_T : Factor de temperatura.

Temperature factor f_T	
Operating temperature	Factor f_T
°C	—
150	1
200	0,95
250	0,9
300	0,8
350	0,64

Figura 3.26 Factor de temperatura rodamientos SKF.

La carga estática equivalente propuesta por SKF es calculada mediante:

$$P_0 = 0.6f_r + 0.5f_a \quad (3.54)$$

Donde:

f_r : Carga radial en [KN].

f_a : Carga axial en [KN].

$$P_0 = 0.6 * 111.89 + 0.5 * 0 = 67.13 \text{ kg} = 0.66 \text{ KN}$$

Remplazando P_0 y $f_T = 0.95$ en la capacidad de carga requerida resulta:

$$Co_{req} = \frac{2 * 0.66}{0.95} = 1.39 \text{ KN}$$

La capacidad de carga disponible proporcionado por SKF es $Co_{disponible} = 19 \text{ KN}$

$$1.39 \text{ KN} \leq 19 \text{ KN} \quad \text{OK!!!}$$

Por lo tanto se selecciona dos chumaceras tensoras SKF TBY 1.1/2 TM con rodamiento

YAR 208-108.

3.1.9.6.2 Tambor motriz.

Se utilizarán dos chumaceras de pared para el tambor motriz.



Figura 3.27 Chumacera de pared SKF FY 1.1/2 TM con rodamiento YAR 208-108.

Con el diámetro del eje del tambor de 38mm que en pulgadas es de $1\frac{1}{2}in$, se selecciona una chumacera de pared SKF FY 1.1/2 TM con rodamiento YAR 208-108

Verificación del rodamiento:

Las cargas que soportaran las chumaceras vendrán dadas por:

$$W'' = W_{\text{tambor motriz}}$$

$$W'' = 38\text{kg}$$

$$W_{y''} = 38 \cdot \cos 20^\circ = 35.71 \text{ kg}$$

$$W_{z''} = 38 \cdot \sin 20^\circ = 12.99 \text{ kg}$$

$$T_1 = T_2 = 293 \text{ kg}$$

Entonces la carga resultante será:

$$F_y: W_{y''} = 35.71 \text{ kg}$$

$$F_z: W_{z''} = 12.99 \text{ kg}; T_1 = 293 \text{ kg}; T_2 = 97.6 \text{ kg}$$

$$P_1 = \sqrt{(35.71)^2 + (12.99 + 293 + 97.6)^2} = 405.16 \text{ kg}$$

Las reacciones que soportarán las chumaceras serán iguales, y tendrán un valor de la mitad del peso P_1

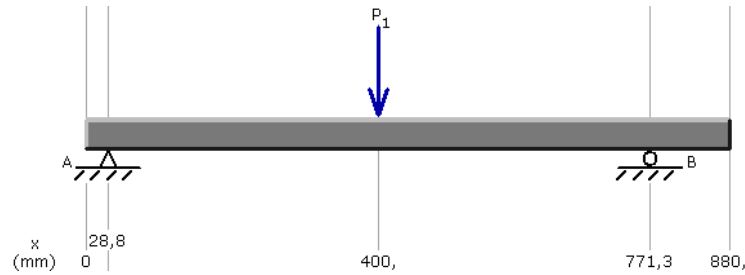


Figura 3.28 Diagrama de fuerzas en el eje del tambor motriz.

De las condiciones de equilibrio de la figura 3.28 se tiene: $R_A = R_B = 202.58 \text{ kg}$

A continuación se seguirán los mismos pasos que fueron utilizados para la selección de la chumacera del tensor de banda.

$$P_0 = 0.6f_r + 0.5f_a$$

$$P_0 = 0.6 * 202.58 + 0.5 * 0 = 121.548 \text{ kg} = 1.2 \text{ KN}$$

$$C_{o_{\text{req}}} = \frac{2P_0}{f_T}$$

$$C_{o_{\text{req}}} = \frac{2 * 1.2}{0.95} = 2.52 \text{ KN}$$

La capacidad de carga disponible por SKF es $C_{o_{\text{disponible}}} = 19 \text{ KN}$

$$2.52 \text{ KN} \leq 19 \text{ KN} \quad \text{OK!!!}$$

Por lo tanto se selecciona dos chumaceras de pared SKF FY 1.1/2 TM con rodamiento YAR 208-108.

3.1.9.7 Diseño de los elementos del tensor de banda.

El tensor de banda se lo realizará con chumaceras tensoras, la cual mediante un mecanismo de tornillo de potencia, permitirá ir estirando o aflojando la banda para un tensado apropiado, así también para corregir el centrado de la banda, estarán fijados a la estructura mediante pernos. Estos elementos del tensor están inmiscuidos directamente con las acciones de fuerzas y momentos.

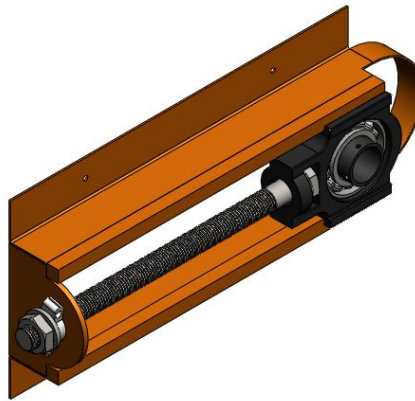


Figura 3.29 Tensor de banda.

3.1.9.7.1 Diseño del soporte del tensor.

El perfil que tiene un ángulo de inclinación de 20° con la horizontal, posee el siguiente diagrama de fuerzas provocadas por las tensiones en el contra tambor, y los pesos de los accesorios

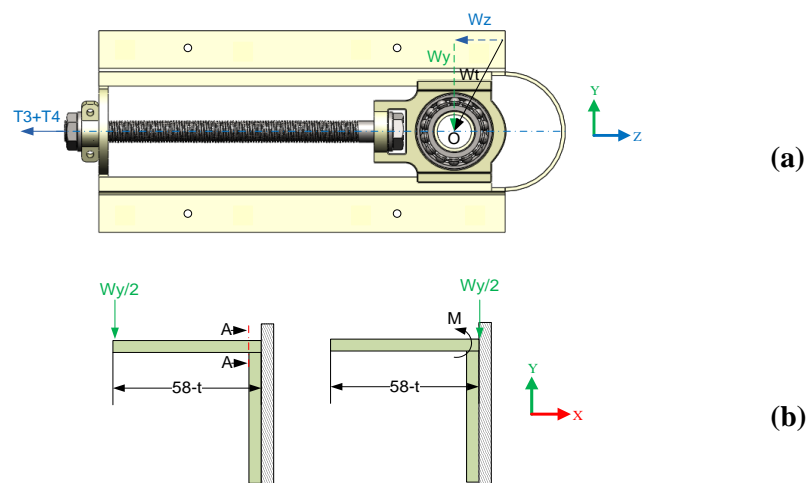


Figura 3.30 Diagrama de fuerzas que actúan en el soporte tensor.

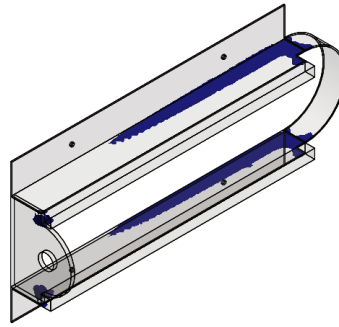


Figura 3.31 Percepción de diseño para el soporte tensor mediante SolidWorks.

Se diseñará la sección del perfil más crítica que es la sección A-A como indica la percepción de diseño del software SolidWorks (Figura 3.31), con cargas estáticas, debido a que una vez ajustadas las tensiones de la banda, estas se fijarán y no habrá fatiga por cargas dinámicas, quedando el diagrama de equilibrio de la Figura 3.30-b.

$$W = W_{\text{contra tambor}} + W_{\text{chumaceras}} + W_{\text{accesorios}}$$

$$W = 37\text{kg} + 5\text{kg} + 5\text{kg} = 47\text{kg}$$

$$W_z = 47 \cdot \sin 20^\circ = 14.52 \text{ kg}$$

$$W_y = 47 \cdot \cos 20^\circ = 44.7 \text{ kg}$$

Flexión:

$$\sigma_f = \frac{M_f \cdot C}{I} \quad (3.55)$$

Donde:

σ_f : Esfuerzo de flexión.

C: Distancia del eje neutro hacia el extremo de la sección.

I: Momento de inercia.

$$M_f = F_n \cdot d \perp \quad (3.56)$$

Donde:

F_n : Fuerza normal.

$d \perp$: Distancia perpendicular a la fuerza.

$$M_f = \frac{44.7}{2} * (58 - t)$$

$$C = \frac{t}{2} \quad (3.57)$$

El momento de inercia para una placa rectangular viene dado por:

$$I = \frac{b * t^3}{12} \quad (3.58)$$

Donde:

b: Largo del perfil.

t: Espesor del perfil.

$$\sigma_f = \frac{\frac{44.7}{2} * (58 - t) * \frac{t}{2}}{\frac{450 * t^3}{12}} = \frac{149(-t+58)}{500t^2}$$

Corte:

$$\tau_c = \frac{V}{A} \quad (3.59)$$

Donde:

τ_c : Esfuerzo de corte.

V: Fuerza de corte.

A: Área de la sección transversal.

Las fuerzas que provocaran corte son:

Wy: Suma entre los pesos del contra tambor, chumacera y accesorios (eje y).

T3, T4, Wz: Suma entre las tensiones y la componente z del peso (eje z).

Estas fuerzas se dividirán para dos, por el motivo de contar con dos soportes cuyas fuerzas son simétricas, por lo tanto la fuerza de corte resultante se calculará mediante la siguiente Ecuación:

$$V_{yz} = \sqrt{\left(\frac{Wy}{2}\right)^2 + \left(\frac{T3 + T4 + Wz}{2}\right)^2}$$

$$V_{yz} = \sqrt{\left(\frac{44.7}{2}\right)^2 + \left(\frac{104.21 + 104.21 + 14.52}{2}\right)^2} = 113.7\text{kg}$$

$$\tau_{cyz} = \frac{V}{A}$$

$$\tau_{cyz} = \frac{113.7}{450 * t}$$

Tracción:

$$\sigma_a = \frac{F_a}{A} \quad (3.60)$$

Donde:

σ_a : Esfuerzo de tracción.

F_a : Fuerza axial.

A: Área de la sección transversal.

La sumatoria de las fuerzas en el eje z: T3, T4, Wz, provocarán tracción en el perfil.

$$\sigma_a = \frac{\frac{104.21 + 104.21 + 14.52}{2}}{t * (58 - t)} = \frac{11147}{100t(-t+58)}$$

Según la teoría de la energía de distorsión (TED) de Von Mises H.

$$\frac{S_y}{\eta} = \sqrt{\sigma_x^2 + 3\tau_{xy}^2} \quad (3.61)$$

Donde:

S_y Límite de fluencia del acero: $25.31 \frac{kg}{mm^2}$

σ_x : Sumatoria de esfuerzos de flexión, tracción, compresión.

τ_{xy} : Sumatoria de esfuerzos de corte.

η : Coeficiente de seguridad.

Para un espesor de perfil $t = 2$ mm se procede a hallar cual es el coeficiente de seguridad.

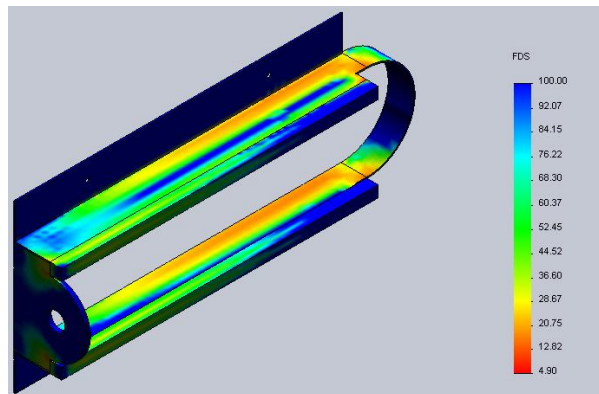
$$\frac{25.31}{\eta} = \frac{\sqrt{\left(\frac{149(-2+58)}{500 * 2^2} + \frac{11147}{100 * 2(-2+58)}\right)^2 + 3 * \left(\frac{113.7}{450 * 2}\right)^2}}{25.31}$$

$$\eta = 4.89$$

Como se puede apreciar a continuación en la Figura 3.32, el coeficiente de seguridad obtenido en el Software SolidWorks, es el mismo del que se calculó analíticamente.

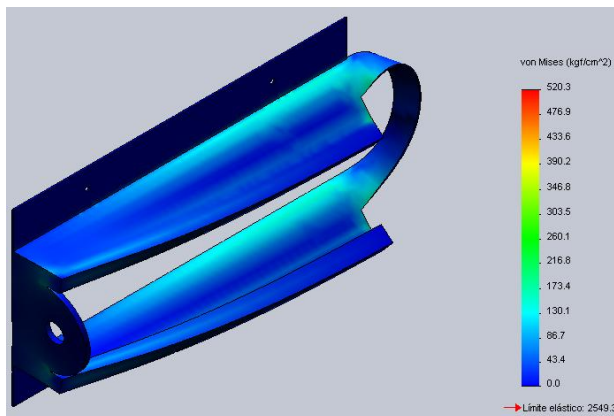
Por lo tanto se elige un perfil estructural DIPAC Ángulo L doblado 50X50X2.

Verificación de diseño mediante SolidWorks.



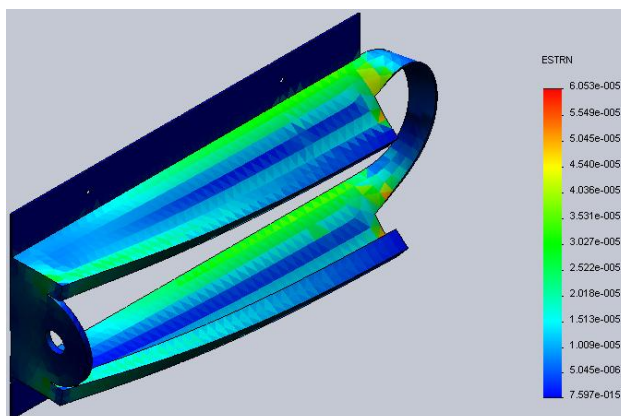
Nombre de modelo: Soporte tensor
Nombre de estudio: Verificación de diseño Soporte tensor
Tipo de resultado: Factor de seguridad Factor de seguridad1
Criterio: Automático
Distribución de factor de seguridad: FDS mín. = 4.9

Figura 3.32 Coeficiente de seguridad soporte tensor.



Nombre de modelo: Soporte tensor
Nombre de estudio: Verificación de diseño Soporte tensor
Tipo de resultado: Static tensión nodal Tensiones1
Escala de deformación: 611.032

Figura 3.33 Análisis de esfuerzo en soporte tensor.



Nombre de modelo: Soporte tensor
Nombre de estudio: Verificación de diseño Soporte tensor
Tipo de resultado: Deformación unitaria estática Deformaciones unitarias1
Escala de deformación: 611.032

Figura 3.34 Deformaciones unitarias soporte tensor.

3.1.9.7.2 Diseño de los pernos del tensor.

La fijación del tensor con la estructura se lo realizará mediante 4 pernos distribuidos y acotados de la siguiente manera:

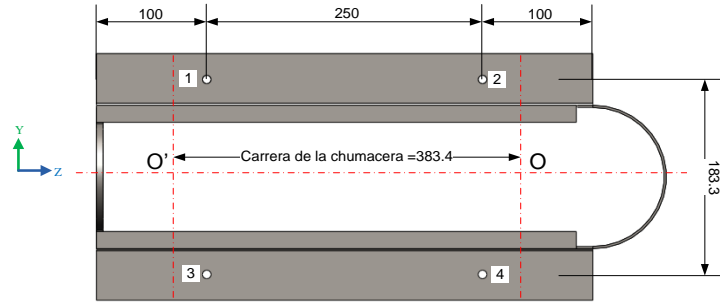


Figura 3.35 Distribución de pernos en el soporte del tensor.

Las fuerzas que actúan en los pernos son las mismas que de la Figura 3.24 y provocan los siguientes esfuerzos:

Se tiene 4 pernos en cada soporte, y como son dos soportes se tendrán que dividir las fuerzas que actúan para un total de 8 pernos, así se tendrá la fuerza de corte que actúa en cada uno y vienen dados por: W_y , T_3 , T_4 , W_z , cuya resultante es:

$$V_{yz} = \sqrt{\left(\frac{W_y}{8}\right)^2 + \left(\frac{T_3 + T_4 + W_z}{8}\right)^2}$$

$$V_{yz} = \sqrt{\left(\frac{44.7}{8}\right)^2 + \left(\frac{104.21 + 104.21 + 14.52}{8}\right)^2} = 28.42 \text{ kg}$$

El esfuerzo de corte para pernos es:

$$\tau_p = \frac{\eta * P}{N * A_c} \quad (3.62)$$

Donde:

P: Fuerza de corte.

N: Número de pernos: se calculará para 1 perno.

Ac: Área de corte.

τ_p : Esfuerzo de corte para pernos.

$$\tau_p = \frac{\eta * 28.42}{1 * A_c}$$

Las fuerzas W_z , T_3 , T_4 y W_y provocan momentos M_{zx} y M_{xy} , el mismo que hace que los pernos se tensionen, siendo los pernos 2 y 4 los más críticos, de este modo el diagrama de equilibrio es el siguiente:

El esquema y DCL para M_{zx} es:

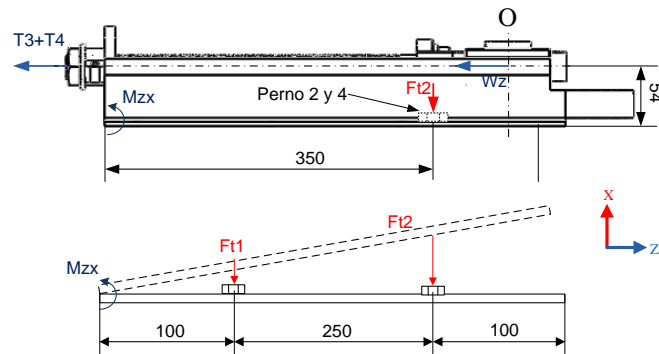


Figura 3.36 DCL para pernos en tracción secundaria fuerza en (Z).

De la Ecuación 3.56 se tiene para M_{zx} :

$$M_{zx} = \frac{(T_3 + T_4 + W_z)}{2} * 54$$

$$M_{zx} = \frac{(104.21 + 104.21 + 14.52)}{2} * 54 = 6019.38 \text{ kg. mm}$$

$$F_t = \frac{M_{zx} * r}{\sum r^2} \quad (3.63)$$

Donde:

Ft: Fuerza de tracción.

Mzx: Momento flector en zx.

r: Radio de giro.

$$Ft1 = \frac{6019.38 * 350}{100^2 + 250^2} = 29.06 \text{ kg}$$

Como son dos penos, se calculará solo para el perno 1

$$Ft1_1 = \frac{29.06 \text{ kg}}{2} = 14.53 \text{ kg}$$

El esquema y DCL para Mxy es:

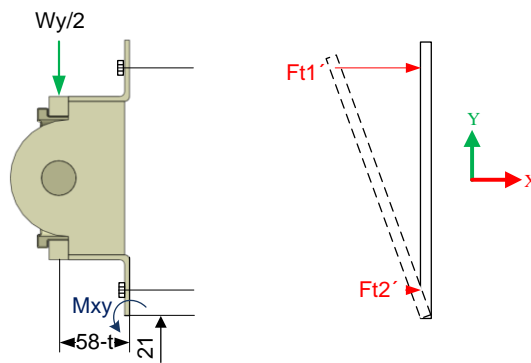


Figura 3.37 DCL para pernos en tracción secundaria fuerza en (Y).

De la Ecuación 3.56 se tiene para Mxy:

$$Mxy = \frac{Wy}{2} * (58 - t)$$

$$Mxy = \frac{44.7}{2} * (58 - 4) = 1206.9 \text{ kg. mm}$$

$$Ft = \frac{M * r}{\sum r^2}$$

$$Ft1' = \frac{1206.9 * 204.3}{21^2 + 183.3^2} = 7.24 \text{ kg}$$

Como son dos pernos, se calculará solo para el perno 1

$$F_{t1}' = \frac{7.24 \text{ kg}}{2} = 3.62 \text{ kg}$$

Por lo tanto el esfuerzo para tracción en el perno será:

$$\sigma_t = \frac{F_i}{A_t} + \frac{C_p * \eta * F_t}{A_t * N} \quad (3.64)$$

Donde:

F_i : Pretensión del perno.

A_t : Área de tracción.

C_p : Constante de empaquetadura.

La pretensión del perno para montaje y desmontaje es:

$$F_i = 0.6 * F_p \quad (3.65)$$

$$F_p = S_p * A_t \quad (3.66)$$

Sea la resistencia de pernos milimétricos M5-M36 grado 4-6:

$$\begin{cases} S_{ut} = 400 \text{ MPa} = 40.79 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2} \\ S_y = 240 \text{ MPa} = 24.47 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2} \\ S_p = 225 \text{ MPa} = 22.94 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2} \end{cases}$$

$$F_i = 0.6 * 22.94 * A_t$$

$$F_i = 13.76 A_t$$

$$\sigma_{t1} = \frac{13.76 A_t}{A_t} + \frac{C_p * \eta * (14.53 + 3.62)}{A_t * 1} = 13.76 + \frac{C_p * \eta * 18.15}{A_t}$$

Según la teoría de la energía de distorsión (TED) de Von Mises H.

$$s_y = \sqrt{\sigma_x^2 + 3\tau_{xy}^2}$$

$$24.47 = \sqrt{\left(13.76 + \frac{C_p * \eta * 18.15}{A_t}\right)^2 + 3\left(\frac{\eta * 28.42}{1 * A_c}\right)^2}$$

Sea $C_p=0.6$ sin empaque, y $\eta=5$ y se asume que $A_c= A_t$

$$A_t = 14.42 \text{ mm}^2$$

$$A_t = \frac{\pi * d_p^2}{4}$$

$$d_p = 4.3 \text{ mm}$$

$$d_{\text{comercial}} = 6 \text{ mm} ; A_t = 17.9 \text{ mm}^2$$

Verificación:

Se tiene la siguiente junta compuesta por el perfil L y el perfil G de la estructura del transportador de banda.

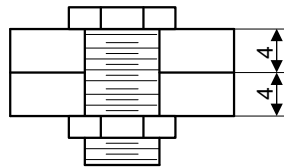


Figura 3.38 Junta entre el tensor de banda y la estructura del transportador.

La constante de rigidez del perno es:

$$K_b = \frac{A * E}{l_{ag}} \quad (3.67)$$

Donde:

A_p : Área del perno.

E: Módulo de elasticidad del acero: $21006.2 \left[\frac{kg}{mm^2} \right]$.

l_{ag} : Agarre.

$$K_b = \frac{\frac{\pi * 5^2}{4} * 21006.2}{8} = 51557 \frac{kg}{mm}$$

El módulo de rigidez de los miembros de la junta atornillada es:

$$K_m = \frac{\pi * E * d * \operatorname{tg}30}{2 \ln \left(\frac{L' + A}{L + B} * \frac{B}{A} \right)} \quad (3.68)$$

$$l' = \frac{l}{2} * \operatorname{tg}30 \quad (3.69)$$

$$l' = \frac{8}{2} * \operatorname{tg}30 = 2.31mm$$

$$A = 1.5d - d \quad (3.70)$$

$$A = 1.5 * 5 - 5 = 2.5mm$$

$$B = 1.5d + d \quad (3.71)$$

$$B = 1.5 * 5 + 5 = 12.5mm$$

Entonces el módulo de rigidez de los miembros de la junta atornillada será:

$$K_m = \frac{\pi * 21006.2 * 5 * \operatorname{tg}30}{2 \ln \left(\frac{2.31 + 2.5}{2.31 + 12.5} * \frac{12.5}{2.5} \right)} = 173385.1 \frac{kg}{mm}$$

La constante C_p es ahora:

$$C = \frac{kb}{kb + km} \quad (3.72)$$

$$C = \frac{51557}{51557 + 173385.1} = 0.23$$

Remplazando C y A_t , se halla η :

$$24.47 = \sqrt{\left(13.76 + \frac{C_p * \eta * 18.15}{A_t}\right)^2 + 3\left(\frac{\eta * 28.42}{1 * A_c}\right)^2}$$

$$\eta = 6.92$$

Como el nuevo valor de η es mayor que el impuesto, se toma el diámetro de 6 mm.

Por lo tanto se elige 8 pernos de rosca milimétrica M6.

3.1.9.7.3 Diseño del tornillo de tensado.

El diámetro de la chumacera de tensión donde será colocado el tornillo es de 29 mm, por lo tanto el diámetro para que se acople el tornillo de tensado será de 24mm.

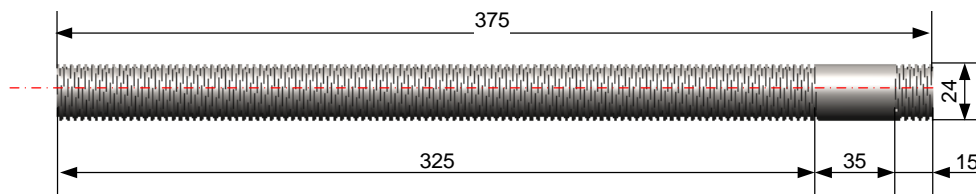


Figura 3.39 Dimensiones del tornillo tensor de banda.

Entonces para un diámetro de tornillo de 24 mm con un paso de 3mm se procede a verificar si resiste o no las cargas mediante el coeficiente de seguridad.

Se verificará, tomándolo como un tornillo de potencia el cual convertirá movimiento angular en movimiento lineal, a su vez transmitirá fuerza de tensado, y soportará las siguientes cargas:

La torsión que se ejercerá en el tornillo será estática, ya que el propósito del tensado es que la banda siempre se mantenga tensada.

El momento de torsión requerido para hacer que el tornillo gire contra la carga es:

$$T = \frac{F * d_m}{2} \left(\frac{1 + \pi * \mu * d_m}{\pi * d_m - \mu * l} \right) + T_c \quad (3.73)$$

$$T_c = \frac{F * \mu_c * d_c}{2} \quad (3.74)$$

Donde:

F: Carga axial de compresión.

dm: Diámetro medio.

μ : Coeficiente de fricción entre la rosca del tornillo y la tuerca = 0.1.

l: Avance = paso (cuando se tiene un solo filete) = 3mm.

Tc: Torque del collarín.

μ_c : Coeficiente de fricción del collarín.

d_c : Diámetro medio del collar.

Como se tiene dos tornillos para el tensado de la banda, la fuerza que actuará en cada tornillo será igual a la mitad de la sumatoria de las fuerzas en el eje (z).

$$F = \frac{T_3 + T_4 + W_z}{2}$$

$$F = \frac{104.21 + 104.21 + 14.52}{2} = 111.47 \text{ kg}$$

$$d_m = d - \frac{p}{2} \quad (3.75)$$

Donde:

d: Diámetro mayor nominal.

p: Paso.

$$dm = 24 - \frac{3}{2} = 22.5\text{mm}$$

En este caso el torque producido por el collar será cero, ya que el tornillo no girara, por ende no tendrá fuerza de rozamiento con la chumacera si no solo entre el tornillo y la tuerca, de este modo el momento de torsión se calcula:

$$T = \frac{111.47 * 22.5}{2} * \left(\frac{3 + \pi * 0.1 * 22.5}{\pi * 22.5 - 0.08 * 3} \right) + 0 = 179.23 \text{ Kg. mm}$$

El esfuerzo de corte por torsión es:

$$\tau_T = \frac{16T}{\pi * dm^3} \quad (3.76)$$

$$\tau_T = \frac{16 * 179.23}{\pi * 22.5^3} = 0.08 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2}$$

El esfuerzo axial se calcula al igual que la Ecuación 3.60:

$$\sigma = \frac{F}{\frac{\pi * dt^2}{4}}$$

$$dt = dm - \frac{1}{4} \quad (3.77)$$

$$dt = 22.5 - \frac{3}{4} = 21.75\text{mm}$$

$$\sigma = \frac{111.47}{\frac{\pi * 21.75^2}{4}} = 0.3 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2}$$

Según la teoría de la energía de distorsión (TED) de Von Mises H.

$$\frac{24.47}{\eta} = \sqrt{0.3^2 + 3 * 0.08^2}$$

$$\eta = 74$$

Como n calculado es mayor que la unidad, este tornillo soportara las cargas de tensado de la banda, y aunque el tornillo esté sobredimensionado, es justificable, ya que tiene que ajustarse a un taladro de 28.58 mm que tiene la chumacera.

Se elige entonces un perno de rosca milimétrica M24.



Figura 3.40 Tornillo tensor de banda.

3.1.9.7.4 Diseño de la tuerca de tensado de banda.

Para el diseño de la tuerca del tornillo de potencia, se deberá tener como consideración, que el material de la tuerca deberá ser más suave que del tornillo, y por tanto se requerirá de un coeficiente de seguridad alto.

Se elige por lo tanto un acero AISI 1010 HR (rolado en caliente) para la rosca, cuyas características son:

$$\begin{cases} S_{ut} = 320 \text{MPa} = 32,63 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2} \\ S_y = 180 \text{MPa} = 18,35 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2} \end{cases}$$

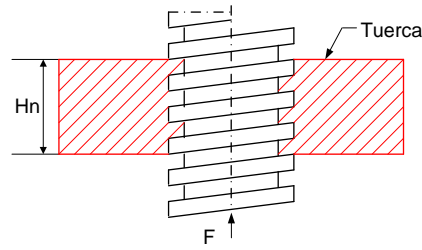


Figura 3.41 Tuerca de un tornillo de potencia.

La tuerca del tensor de banda soporta las siguientes cargas:

EL esfuerzo de corte que actúa en la tuerca viene dado por:

$$\tau = \frac{2F}{\pi * d * Hn} \leq \frac{Ssy}{\eta} \quad (3.78)$$

$$Ssy = 0.577 * Sy \quad (3.79)$$

$$Ssy = 0.577 * 18.35 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2} = 10.59 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2}$$

Remplazando las cargas ya calculadas en el tornillo de potencia y con $n=12$ se tiene:

$$\tau = \frac{2 * 111.47}{\pi * 24 * Hn} = \frac{10.59}{12}$$

$$Hn = 3.35\text{mm} \cong 4\text{mm}$$

EL esfuerzo a flexión que actúa en la tuerca viene dado por:

$$\sigma = \frac{6F}{\pi * dm * Hn} < \frac{Sy}{n} \quad (3.80)$$

Remplazando las cargas ya calculadas en el tornillo de potencia y con un $n=12$ se tiene:

$$\sigma = \frac{6 * 111.47}{\pi * 22.5 * Hn} = \frac{18.35}{12}$$

$$H_n = 6.18 \text{ mm} \cong 7 \text{ mm}$$

EL esfuerzo a compresión que actúa en la tuerca viene dado por:

$$\sigma = \frac{4 * F * p}{\pi * (d^2 - d_r^2) * H_n} \leq \frac{s_y}{n} \quad (3.81)$$

$$d_r = d - p \quad (3.82)$$

$$d_r = 24 - 3 = 21 \text{ mm}$$

Remplazando las cargas ya calculadas en el tornillo de potencia y con una $n=12$ se tiene:

$$\sigma = \frac{4 * 111.47 * 3}{\pi * (24^2 - 21^2) * H_n} = \frac{18.35}{12}$$

$$H_n = 2.06 \text{ mm} \cong 3 \text{ mm}$$

Según los cálculos realizados, se obtuvo que la rosca de la tuerca está sometida fundamentalmente a flexión con una altura H_n de 7mm, pero se seleccionará una altura de 11.2 mm, ya que es una medida estándar para un diámetro de tornillo de 24 mm.

Por lo tanto se tiene una altura de tuerca H_n de 11.2 mm.



Figura 3.42 Tuerca tensora de banda.

3.1.9.7.5 Diseño de la placa de tensado.

Para el diseño de la placa de tensado, se tiene un caso hiperestático que se representa a continuación:

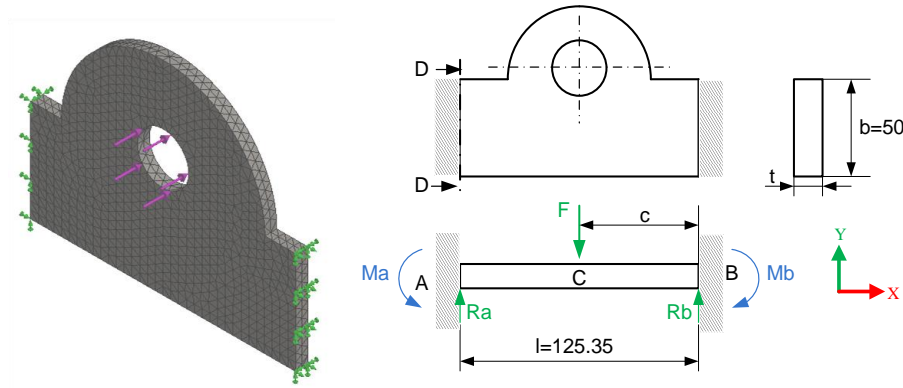


Figura 3.43 Diagrama de equilibrio de la placa tensora.

Los momentos flectores en los empotramiento A y B se calcula con la siguientes ecuaciones:

$$M_a = \frac{F * c^2 * (l - c)}{l^2} \quad (3.83)$$

$$M_b = \frac{F * c * (l - c)^2}{l^2} \quad (3.84)$$

$$M_{max} = \frac{2 * F * c^2 * (l - c)^2}{l^3} \quad (3.85)$$

$$M_a = M_b = M_{max} = 1746.6 \text{ kg. mm}$$

Se diseñará en la sección más crítica que es la sección D-D ya que aquí se encuentra el momento flector máximo, y esto se lo verificó mediante el software SolidWorks.

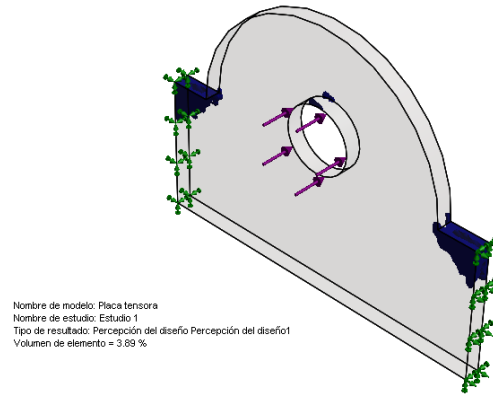


Figura 3.44 Percepción del diseño de los puntos críticos mediante SolidWorks.

El esfuerzo de flexión se calcula según la Ecuación 3.55 se tiene:

$$\sigma_f = \frac{1746.6 \cdot \frac{t}{2}}{\frac{50 * t^3}{12}}$$

El esfuerzo de corte se obtiene mediante la Ecuación 3.59.

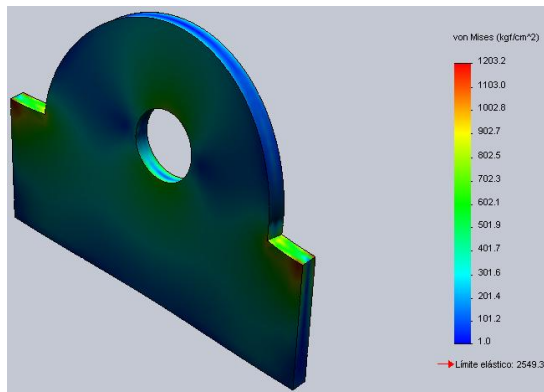
$$\tau_c = \frac{111.47}{50 * t}$$

Según la teoría de la energía de distorsión (TED) de Von Mises H.

$$\frac{25.31}{\eta} = \sqrt{\left(\frac{1746.6 \cdot \frac{t}{2}}{\frac{50 * t^3}{12}}\right)^2 + 3 * \left(\frac{111.47}{50 * t}\right)^2}$$

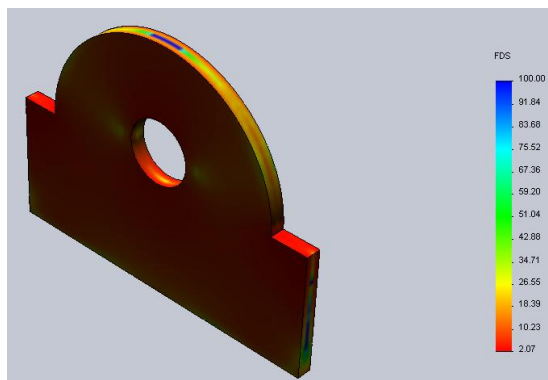
$$\eta = 4.25 \text{ mm}$$

Verificación de diseño mediante SolidWorks.



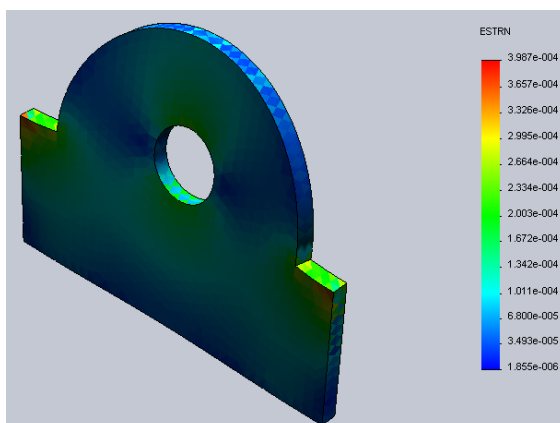
Nombre de modelo: Placa tensora
 Nombre de estudio: Verificación placa tensora
 Tipo de resultado: Static tensión nodal Tensiones1
 Escala de deformación: 67.8148

Figura 3.45 Análisis de esfuerzos placa de tensado.



Nombre de modelo: Placa tensora
 Nombre de estudio: Verificación placa tensora
 Tipo de resultado: Factor de seguridad Factor de seguridad1
 Criterio: Tensión de cortadura máx.
 Distribución de factor de seguridad: FDS mín. = 2.1

Figura 3.46 Coeficiente de seguridad placa de tensado.



Nombre de modelo: Placa tensora
 Nombre de estudio: Verificación placa tensora
 Tipo de resultado: Deformación unitaria estática Deformaciones unitarias1
 Escala de deformación: 67.8148

Figura 3.47 Deformación unitaria placa de tensado.

Por lo tanto se elige un espesor de plancha DIPAC PL de 15/64 in o 5.95 mm para la placa de tensado.

3.1.10 Verificación de la estructura del transportador de banda.

El diseño estructural del transportador de banda es indispensable ya que soportará las cargas de los elementos del transportador de banda. Debido a esto se necesita que la estructura sea estable y rígida, y que además soporten todas las fuerzas y reacciones que serán producidas por el transporte de los paquetes.



Figura 3.48 Estructura sistema de transporte (EST).

La estructura estará provista de tubos cuadrados DIPAC de 40X40X3, y para la verificación se lo realizará en el software SAP2000 en el cual se ingresará las siguientes cargas:

Tabla 3.22 Cargas muertas de la EST.

Dispositivo	Cant.	Peso (kg)	Carga (kg/mm)
Perfil C 300X80X4	2	119.5	0.0281
Ángulo L 50X5X2	2	11.25	0.0026
Tambor motriz	1	38	0.0089
Tambor loco	1	37	0.0087
Banda	1	18	0.0042
Motor	1	27.5	0.0065
Rodillos	15	28.5	0.0067
Chumacera de pared	2	1.8	0.0004
Mec. Tensado banda	2	6.6	0.0015
Tuercas	30	1	0.0002
Soldadura	1	7	0.0016
Paquetes	5	250	0.0587
Total		546.15	0.1282

En la estructura solo se dispone de cargas muertas, pero se tomará la precaución de añadir una carga viva debido a sismos que es el caso más próximo que se puede dar, de este modo se tiene los siguientes resultados.

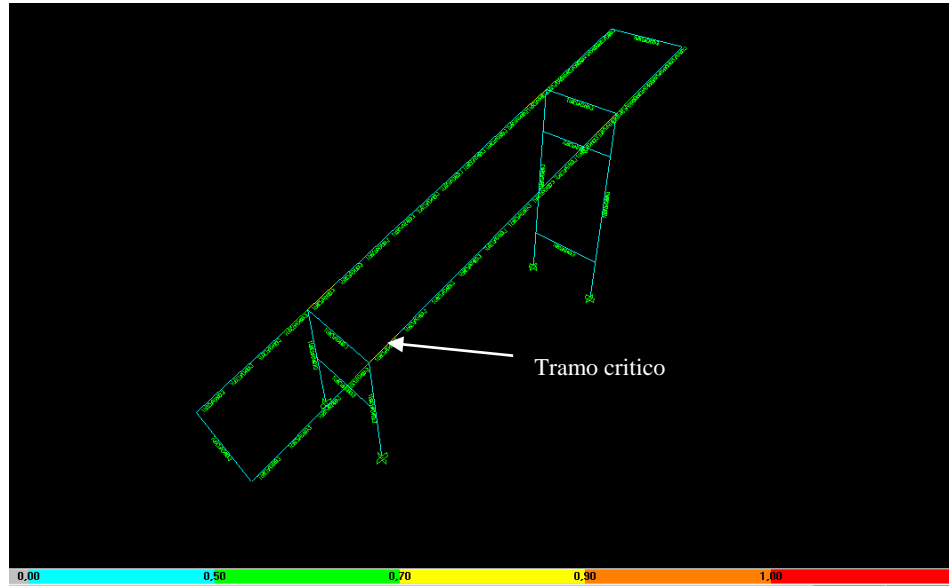


Figura 3.49 Código de colores de tensiones EST.

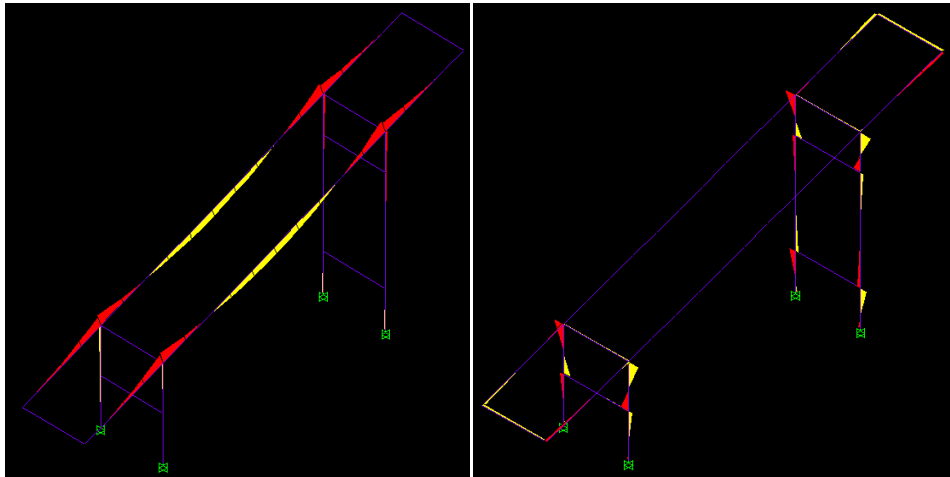


Figura 3.50 Diagramas de momentos flectores EST.

Como se puede apreciar en la Figura 3.49, las dimensiones propuestas del tubo cuadrado son las adecuadas, ya que la mayoría de las partes de la estructura están en color verde y ninguna llega a color rojo que es la crítica, tan solo una parte de la estructura como se marca en la figura, tiene color amarillo el cual se toma como aceptable.

3.2 Sistema de desempaquetado.

El paquete será desembolsado mediante el accionamiento de discos de corte, colocados de manera longitudinal y transversal, para que mediante un mecanismo de elevación provisto de ventosas levante el paquete previamente cortado, y caiga en la tolva el amianto para luego alimentar al siguiente proceso productivo que se requiera.

3.2.1 Corte longitudinal del paquete.

Se lo hará por medio de dos discos de corte colocados fijamente en los costados de la estructura de desempaquetado, y al disponer la misma de una pendiente, el paquete se deslizará sin necesidad de algún dispositivo que lo empuje, cortando ambos lados del paquete de manera longitudinal.



Figura 3.51 Corte longitudinal del paquete.

3.2.2 Corte transversal del paquete.

Luego de haber cortado ambos lados longitudinales del paquete, se necesita de un tercer corte para que mediante el peso propio del paquete caiga el amianto en la tolva al ser levantado por las ventosas. Dicho corte se lo realizará mediante un cilindro neumático provisto de una cortadora de disco de las mismas características que las del corte longitudinal.



Figura 3.52 Corte transversal paquete.

3.2.2.1 Determinación de la fuerza necesaria para el corte transversal.

Esta fuerza se determinó experimentalmente por medio de una cortadora de disco neumática, la cual cortó al paquete con una fuerza que fue medida por un dinamómetro, dando como valores los siguientes:

Tabla 3.23 Datos experimentales fuerza de empuje cilindro neumático de corte.

	Paquete de papel F(kg)	Paquete de yute F(kg)
	17.3	24.3
	17.4	24.1
	17.2	24.6
	17.6	24.9
	17.4	24.6
	17.7	24.4
Promedio	17.43	24.48

Se toma por tanto la fuerza mayor que aproximadamente es de 25 kg.

3.2.3 Diseño del sistema de transporte de desempaquetado.

El mecanismo de avance o de traslación que transportará aéreamente a la ventosa se lo realizará por medio de una cadena.

El esquema de principio de este tipo de mecanismo se muestra en la Figura 3.53. El tambor 1 (catalina) colocado junto al accionamiento esta unido por el carro 2 con un órgano flexible 3 (cadena). Por el otro lado del carro el órgano flexible contornea la polea 4

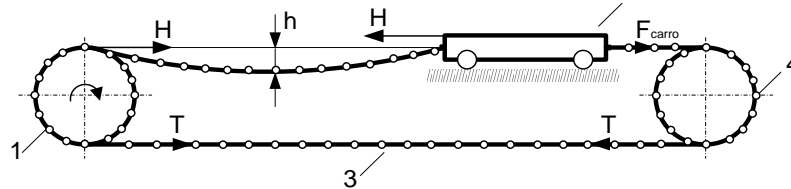


Figura 3.53 Esquema del mecanismo de avance con tracción flexible.

La tensión en H del ramal izquierdo (inactivo) del órgano de tracción, aplicada al carro, exige aumentar la fuerza F en la magnitud H. Pero por otro lado, este esfuerzo a través de la catalina 1, el ramal inferior del órgano de tracción 3 y la polea 4 se aplica al carro disminuyendo la fuerza indispensable F

3.2.3.1 Selección de la cadena.

Para la selección de la cadena se tomarán los siguientes parámetros de diseño:

3.2.3.1.1 Potencia de diseño [7].

Se tiene comodatos del motor neumático:

$$P_{\text{placa}} = 0.37\text{CV} = 0.36 \text{ HP.}$$

$$\eta = 98\%.$$

$$\omega_{\text{motriz}} = 260 \text{ rpm.}$$

La potencia real del motor será igual a la potencia de placa multiplicada por su eficiencia.

$$P_m = P_{\text{placa}} * \eta \quad (3.86)$$

$$P_m = 0.36 * 0.98 = 0.35\text{HP}$$

A continuación se calcula los caballos de fuerza a transmitir con un margen compensatorio de seguridad:

$$PHP = P_m * F_s \quad (3.87)$$

Donde:

P_m: Potencia real del motor.

F_s: Factor para calcular el margen compensatorio de seguridad.

Factores para calcular el margen compensatorio de seguridad			
Tipo de carga	Clase de la fuente de potencia		
	Motor de combustión interna con convertidor hidráulico	Motor eléctrico o turbina	Motor de combustión interna con embrague o caja mecánica
Uniforme	1.0	1.0	1.2
Fluctuante	1.2	1.3	1.4
Muy fluctuante	1.4	1.5	1.7

Figura 3.54 Factor compensatorio de seguridad.

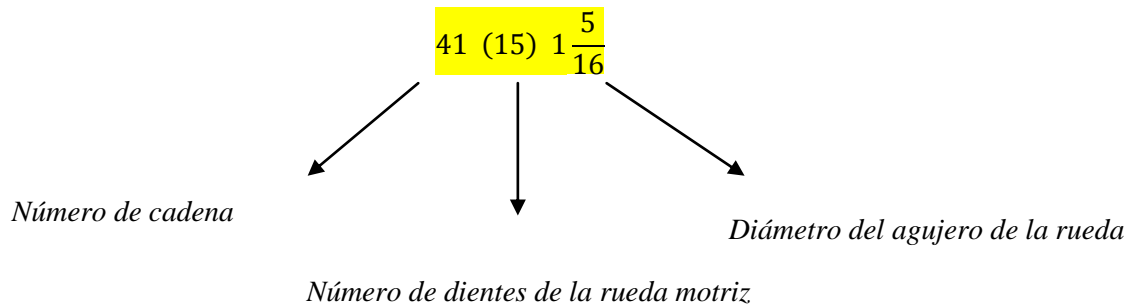
Se tomará como carga fluctuante, ya que aumenta y disminuye apreciablemente al arrancar y durante el trabajo, produciendo choques, jalones y pulsaciones.

$$PHP = 0.35 * 1.3$$

$$PHP = 0.46 \text{ HP}$$

3.2.3.1.2 Selección del número de cadena.

Para determinar el número de cadena se deberá conocer los rpm del motor y la potencia de diseño que son datos ya conocidos. De este modo y según el catálogo REXNORD (Ver **Anexo B1**) se obtiene el siguiente número de cadena:



El paso que dispondrá esta cadena será de $p_{pitch} = \frac{1}{2}$ in según catálogo INTERMEC S.A. (Ver **Anexo B2**).

3.2.3.2 Selección de las catalinas.

La catalina motriz será igual a la catalina conducida ya que las velocidades en ambas serán iguales. Se deberá entonces determinar el diámetro pitch para seleccionar la catalina, y viene dado por:

$$D_{pitch} = \frac{p_{pitch}}{\text{Sen}\left(\frac{180}{Z_d}\right)} \quad (3.88)$$

Donde:

D_{pitch} : Diámetro pitch.

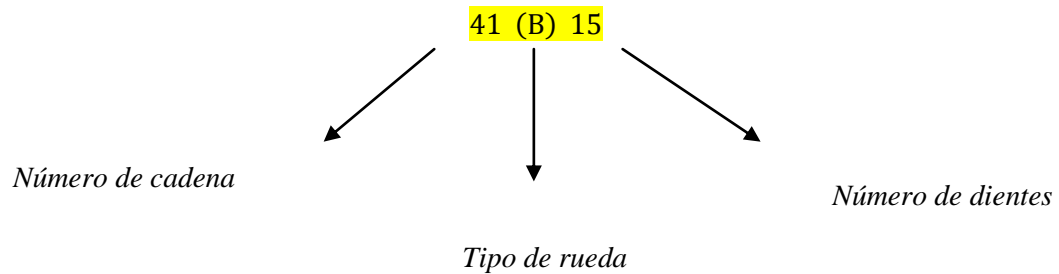
p_{pitch} : Paso de la cadena.

Z_d : Número de dientes.

$$D_{\text{pitch}} = \frac{\frac{1}{2} \text{ in}}{\text{Sen}\left(\frac{180}{15}\right)}$$

$$D_{\text{pitch}} = 2.405 \text{ in} = 61.1 \text{ mm}$$

Con el número de cadena y el diámetro pitch se selecciona la catalina en el catálogo REXNORD (Ver **Anexo B3**).



El diámetro exterior de la catalina es de 2.65 in = 67.31 mm.

3.2.3.3 Análisis de fuerzas.

La velocidad de la cadena en pies por minuto viene dada por:

$$V_{\text{cadena}} = \frac{Z_d * p_{\text{pitch}} * \# \text{rpm}}{12} [\text{fpm}] \quad (3.89)$$

$$V_{\text{cadena}} = \frac{15 * 0.5 * 260}{12} = 162.5 \text{ fpm} = 0.83 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

La fuerza de trabajo viene dada por:

$$F_{\text{trabajo}} = F_{\text{lado tenso}} + F_{\text{lado flojo}} \quad (3.90)$$

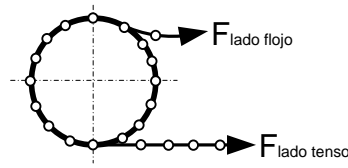


Figura 3.55 Diagrama de fuerzas en la cadena.

La fuerza de lado tenso se obtiene por:

$$F_{\text{lado tenso}} = \frac{33000 * P_{\text{placa}}}{V_{\text{cadena}}} \text{ [lb]} \quad (3.91)$$

La fuerza de lado flojo se consigue mediante:

$$F_{\text{lado flojo}} = F_{\text{lado tenso}} * \psi \quad (3.92)$$

$$\psi = [0.05 - 0.03]$$

Calculando:

$$F_{\text{lado tenso}} = \frac{33000 * 0.36}{162.5} = 73.1 \text{ lb} = 33.15 \text{ kg}$$

$$F_{\text{lado flojo}} = 73.1 \text{ lb} * 0.03 = 2.193 \text{ lb} = 0.99 \text{ kg}$$

$$F_{\text{trabajo}} = 73.1 \text{ lb} + 2.2 \text{ lb} = 75.3 \text{ lb} = 34.2 \text{ kg}$$

3.2.3.4 Verificación de la potencia necesaria para mover el carro [8].

La resistencia al desplazamiento del carro consta de las siguientes resistencias:

W: Fuerzas de rozamiento.

P_{viento} : Cargas debido al viento.

H_{cadena} : Pandeo de la cadena.

Fuerzas de rozamiento.

Al desplazarse por la guía o carril el carro que tiene el peso propio G y cargado por una carga a transportar Q , en las ruedas surge un momento de rozamiento, donde f es el coeficiente de rozamiento en el apoyo de la rueda, μ coeficiente de rozamiento (brazo de la fuerza reactiva) de la rodadura de la rueda por el carril, medido en unidades de longitud.

$$M_1 = (Q + G) * \left(\mu + f * \frac{d}{2} \right) \quad (3.93)$$

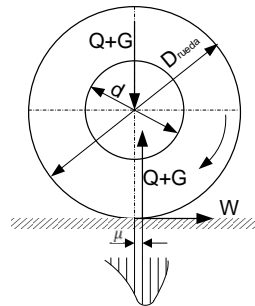


Figura 3.56 Esquema para determinar el momento de resistencia al desplazamiento.

Tabla 3.24 Coeficiente de rozamiento en el apoyo de la rueda (f).

Apoyo de la rueda	f
Cojinete de contacto plano de tipo abierto	0.1
Buje de eje con lubricante liquido	0.08
Cojinete de contacto rodante de bolas y de rodillos cilíndricos	0.015
Cojinete de contacto rodante de rodillos cónicos	0.02

Tabla 3.25 Coeficiente de rozamiento de rodadura de la rueda por el carril (μ).

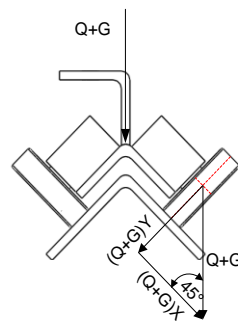
	Diámetro de la rueda en mm				
	<320	400-560	630-710	800	900-1000
Tipo de riel	μ en cm				
Con riel plano	0.03	0.05	0.06	0.06	0.07
Con riel con cabeza convexa	0.04	0.06	0.08	0.10	0.12

El peso propio del carro G se muestra a continuación en la siguiente Tabla:

Tabla 3.26 Peso del carro G.

Dispositivo	Cantidad	Peso total (kg)
Mecanismo de elevación	1	3.6
Ventosas	6	3.1
Estructura de la ventosa	1	1.4
Brazos M.E	2	2.3
Otros		1.3
Total (G)		11.7

Como las fuerzas que actúan en la rueda forman un ángulo de 45° se tiene:

**Figura 3.57 Diagrama de fuerzas que actúan en las ruedas del carro.**

$$(Q + G)Y = (Q + G)X = (Q + G) * \text{sen}45$$

$$(Q + G)Y = (Q + G)X = 40.1 \text{ kg}$$

De este modo se procede a calcular el momento de rozamiento:

$$M_1 = (40.1 \text{ kg}) * \left(0.003\text{mm} + 0.015 * \frac{10\text{mm}}{2} \right) = 3.13 \text{ kg. mm}$$

La resistencia al avance reducida a la circunferencia de rodadura es:

$$W = \frac{(Q + G)}{D_{\text{rued}}} * (2\mu + f * d) \quad (3.94)$$

$$W = \frac{40.1 \text{ kg}}{30\text{mm}} * (2 * 0.003\text{mm} + 0.015 * 10\text{mm}) = 0.21 \text{ kg}$$

Pandeo de la cadena.

La tensión H_{cadena} se determina por el pandeo admisible en la cadena.

$$H_{\text{cadena}} = \frac{q * l^2}{8 * h} \quad (3.95)$$

Donde:

q : Peso de un metro de cadena [cadena N° 41 = $0.41 \frac{kg}{m}$].

l_{cadena} : Longitud máxima de la cadena que pandea libremente.

h : Altura de pandeo en la cadena [100 -150] mm.

Tomando $h = 100$ mm, la longitud $l = 1.518$ m.

Entonces:

$$H_{\text{cadena}} = \frac{0.41 \frac{kg}{m} * (1.518m)^2}{8 * 0.1m} = 1.18 \text{ kg}$$

De este modo para vencer todas las resistencias al movimiento del carro hay que aplicar:

$$F_{\text{carro}} = W + P_{\text{viento}} + H_{\text{cadena}} \quad (3.96)$$

$$F_{\text{carro}} = 0.21 + 0 + 1.18 = 1.39 \text{ kg}$$

Entonces la tensión de la cadena en la catalina es:

$$T_{\text{cadena}} = \frac{F_{\text{carro}}}{\eta_1} \quad (3.97)$$

Donde η_1 es el coeficiente de perdidas en la catalina.

$$T_{\text{cadena}} = \frac{1.39 \text{ kg}}{0.8} = 1.74 \text{ kg} = 17.1 \text{ N}$$

La potencia que necesita el carro será:

$$P_{\text{carro}} = F_{\text{carro}} * V_{\text{carro}} \quad (3.98)$$

Donde:

F_{carro} : Fuerza necesaria para mover el carro.

V_{carro} : Velocidad del carro.

$$P = 17.1 \text{ N} * 0.83 \frac{\text{m}}{\text{s}} = 14.2 \text{ W} = 0.02 \text{ HP}$$

Para encontrar el par de accionamiento se utilizará la Ecuación 3.39 cuyo valor calculado es:

$$M_t = \frac{0.02 \text{ CV}}{260 \frac{\text{rev}}{\text{min}} * \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}} * \frac{2\pi}{1 \text{ rev}}} * \frac{75 \frac{\text{Kg} \cdot \text{m}}{\text{s}}}{1 \text{ CV}} = 0.17 \text{ kg} \cdot \text{m} = 1.7 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Como el motor neumático seleccionado tiene un potencia de 0.36 HP, y esta es mayor a la potencia calculada que necesita el carro igual a 0.02 HP, el motor está bien elegido, y a su vez la cadena que acciona al mecanismo que traslada a la ventosa.

3.2.3.5 Diseño del eje de la catalina.

Para el eje de la catalina se utilizará un acero de transmisión AISI 1018 de 15mm de diámetro debido a que las cargas mecánicas no muy severas, dicho acero tiene un S_{ut} de 4500 Kg/cm² y un S_y de 3797 Kg/cm².



Figura 3.58 Eje de la catalina.

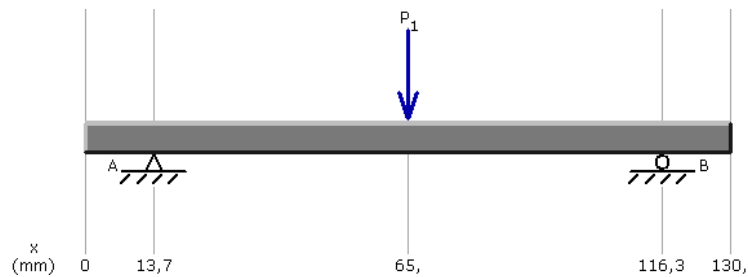


Figura 3.59 Diagrama de fuerzas en el plano XZ eje catalina.

La fuerza que actúa en el eje es la fuerza de trabajo de la cadena y según las condiciones de equilibrio de la Figura 3.59 se obtiene:

$$R_{A_z} = 17,1 \text{ kg.}$$

$$R_{B_z} = 17,1 \text{ kg.}$$

Del diagrama de momentos en el plano XZ se obtiene el valor máximo el cual está en el punto medio del eje.

$$M_{f_{\max}} = 877.23 \text{ kg.mm.}$$

El esfuerzo fluctúa de la siguiente manera:

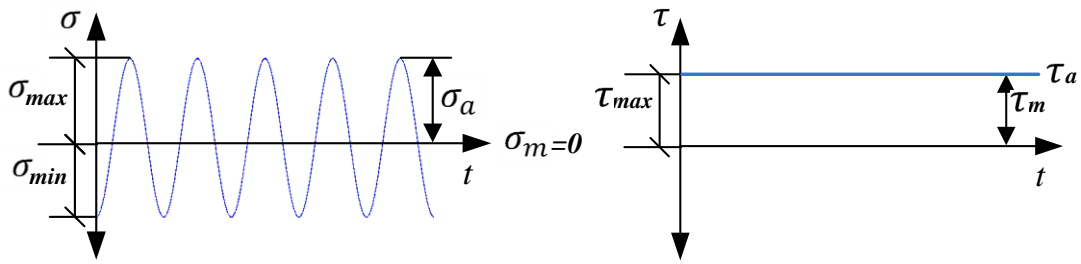


Figura 3.60 Fluctuación de los esfuerzos en el eje de la catalina

Ecuación de esfuerzos combinados:

Según la teoría de la energía de distorsión (TED) de Von Mises H.

$$\sigma_{eq\ a} = \sqrt{(\sigma_{fa} + \sigma_{aa})^2 + 3(\tau_{Ta} + \tau_{ca})^2} \quad (3.99)$$

$$\sigma_{eq\ m} = \sqrt{(\sigma_{fm} + \sigma_{am})^2 + 3(\tau_{Tm} + \tau_{cm})^2} \quad (3.100)$$

A continuación se procede a encontrar los esfuerzos máximos y mínimos.

$$\sigma_f = \frac{32 * Mf_{max}}{\pi * d^3}$$

$$\sigma_{max} = \sigma_{min} = \frac{32 * 877.23}{\pi * 15^3} = 2.65 \frac{kg}{mm^2}$$

Para una barra de sección circular maciza el esfuerzo a torsión es:

$$\tau_T = \frac{16T}{\pi * d^3} \quad (3.101)$$

$$\tau_T = \frac{16 * \left[(33.15 - 0.99) * \frac{67.31}{2} \right]}{\pi * 15^3} = 1.63 \frac{kg}{mm^2}$$

Los esfuerzos σ_m , τ_m , σ_a y τ_a vienen dados por:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2}; \tau_m = \frac{\tau_{\max} + \tau_{\min}}{2} \quad (3.102)$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2}; \tau_a = \frac{\tau_{\max} - \tau_{\min}}{2} \quad (3.103)$$

Para este caso:

$$\sigma_m = 0$$

$$\sigma_a = 2.65 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2}$$

$$\tau_m = 1.63 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2}$$

$$\tau_a = 0$$

De la ecuación 3.99 y 3.100 se tiene:

$$\sigma_{eq\ a} = 2.65 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2}$$

$$\sigma_{eq\ m} = \sqrt{3} * 1.63 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2}$$

Límite de fatiga:

$$Se = Ka * Kb * Kc * Kd * Kg * Ke * Se' \quad (3.104)$$

$Ka = 0.73$ Para laminado en caliente.

$$Kb = 1.189 * d^{-0.097} = 1.189 * 15^{-0.097} = 0.91$$

$Kc = 0.82$ Para una confiabilidad del 99%

$$Kd = 1$$

$$Kg = 1$$

$$Ke = 1$$

$$Se' = 0.5 Sut = 0.5 * 45 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2} = 22.5 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2}$$

Por lo tanto el límite de fatiga será:

$$Se = 0.73 * 0.91 * 0.82 * 1 * 1 * 1 * 22.5 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2}$$

$$S_e = 12.26 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2}$$

De la aplicación del criterio lineal de Soderberg se tiene:

$$\frac{\sigma_{eq} a}{S_e} + \frac{\sigma_{eq} m}{S_y} = \frac{1}{\eta} \quad (3.105)$$

$$\frac{2.65}{12.26} + \frac{1.63}{37.97} = \frac{1}{\eta}$$

$$\eta = 3.85$$

Por lo tanto se selecciona un eje AISI 1018 de 15mm de diámetro.

3.2.3.5.1 Selección de chumaceras.

Se dispondrá de dos chumaceras de piso, las que soportaran al eje de la catalina. Para un diámetro de eje de 12 mm se selecciona una chumacera SKF SY ½ TM con rodamiento YAR 203-008, cuya capacidad de carga estática es de $C_o = 5.4 \text{ KN}$

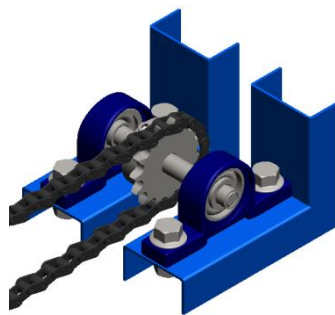


Figura 3.61 Chumacera de piso para eje de catalina.

Verificación del rodamiento:

La fuerza radial que actúa en las dos chumaceras es la fuerza de trabajo de la cadena, por ende a cada chumacera le corresponde resistir la mitad de dicha fuerza.

$$f_r = \frac{34.2 \text{ kg}}{2} = 17.1 \text{ kg}$$

La carga estática equivalente es calculada mediante la Ecuación 3.54:

$$P_0 = 0.6 * 17.1 + 0.5 * 0 = 10.26 \text{ kg} = 0.1 \text{ KN}$$

La capacidad de carga estática se obtiene remplazando P_0 y $f_t = 0.95$ en la Ecuación 3.53:

$$C_{o_{req}} = \frac{2 * 0.1}{0.95} = 0.21 \text{ KN}$$

Por lo tanto se comprueba mediante la Ecuación 3.52

$$0.21 \text{ KN} \leq 5.4 \text{ KN} \quad \text{OK!!!}$$

Por lo tanto se selecciona dos chumaceras de piso SKF SY 1/2 TM con rodamiento YAR 203-008.

3.2.3.6 Diseño de las rieles para el carro de la ventosa.

EL carro de las ventosas se desplazará a través de dos rieles, para las cuales se utilizará Perfiles L DIPAC.

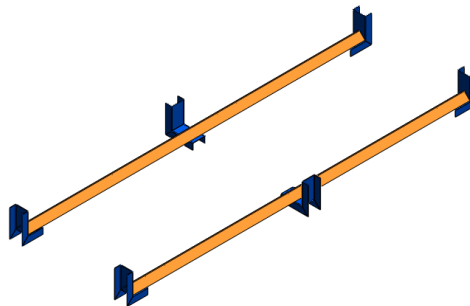


Figura 3.62 Riel de carro de la ventosa.

El carro se desplazará a lo largo del riel en las siguientes posiciones:

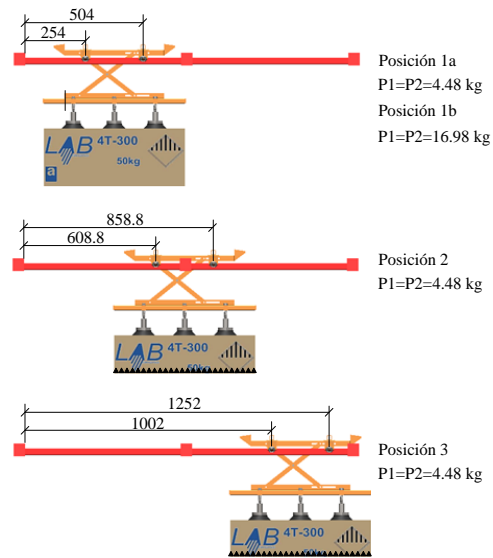


Figura 3.63 Posiciones del carro de la ventosa.

El riel se tomará como una viga doblemente empotrada, ya que el mismo será soldado con dos soportes.

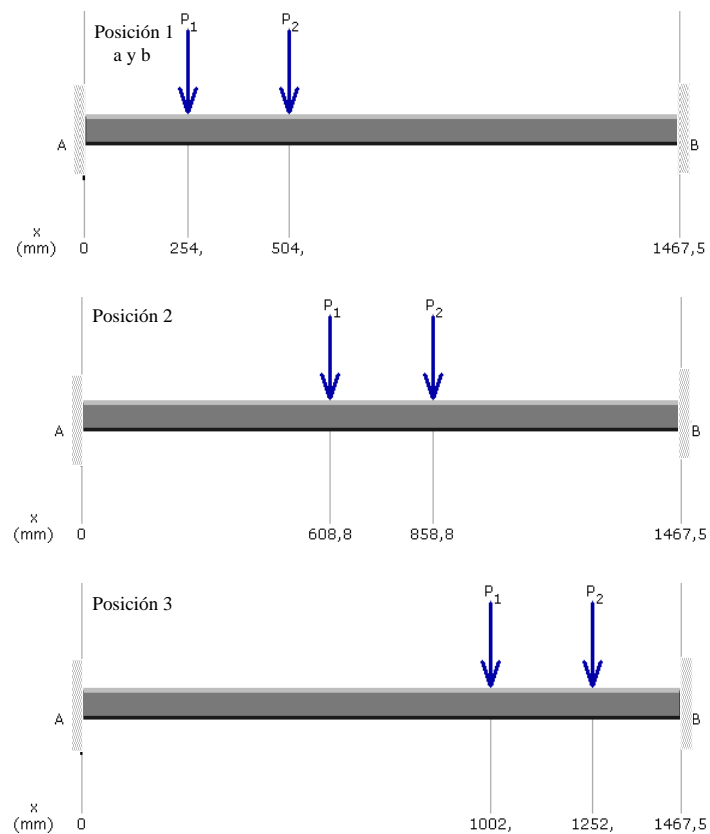


Figura 3.64 Diagrama de fuerzas en el plano YZ riel del carro de la ventosa.

En la Posición 1a se tendrán las sumas de las cargas del carro y perfil del riel. En la Posición 1b se tendrán las sumas de las cargas del carro, paquete, y perfil del riel. En las posiciones 2 y 3 se tendrán las sumas de las cargas del carro y perfil del riel sin tomar en cuenta el peso del paquete, ya que en estas posiciones el mismo ya no llevará amianto en su interior.

De las condiciones de equilibrio de la Figura 3.64 se obtiene:

Tabla 3.27 Condiciones de equilibrio riel del carro de la ventosa.

	RA_Y (kg)	RB_Y (kg)	Rl_Y (kg)	MA_{YZ} (kg.mm)	MB_{YZ} (kg.mm)
Posición 1a	5.04	-0.76	4.68	-893.62	-185.79
Posición 1b	19.12	-2.88	17.72	-3386.99	-704.19
Posición 2	0.35	0.35	8.27	-79.15	79.15
Posición 3	-0.69	5.61	4.05	170.99	931.34

Del diagrama de momento flector YZ se obtienen los valores máximos.

Tabla 3.28 Momento flector máximo riel del carro de la ventosa.

	Mf_{max} (kg)
Posición 1a	893.62
Posición 1b	3386.99
Posición 2	79.15
Posición 3	931.34

El esfuerzo fluctúa de la siguiente manera:

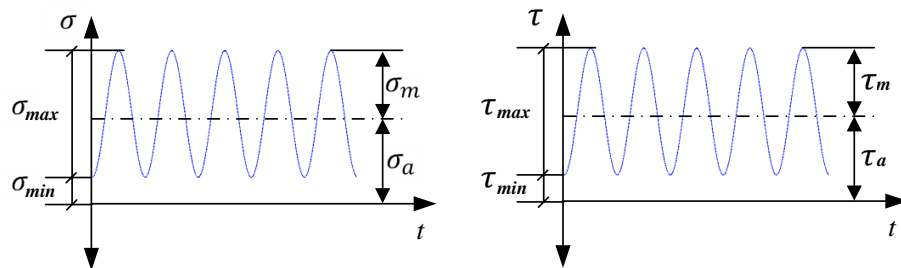


Figura 3.65 Fluctuación de los esfuerzos en el riel.

Se tiene un ángulo de 40x40x3 DIPAC con las siguientes características:

A: 40mm; B: 40mm; e: 3mm.

Sección: 225mm².

Peso: 1.77 kg/m

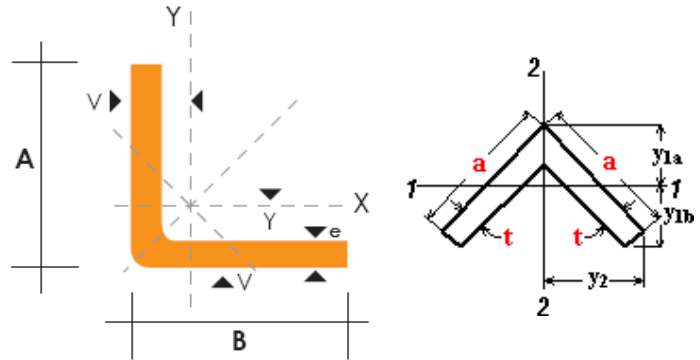
Sy: 25.31 $\frac{kg}{mm^2}$

Sut: 50.89 $\frac{kg}{mm^2}$

I1: 14483.12 mm⁴.

y1a: 15.71 mm

y1b: 14.69 mm



A continuación se presenta la verificación del diseño del riel del carro de la ventosa, simplificado en la siguiente tabla siguiendo los pasos del literal 3.2.3.5.

Tabla 3.29 Verificación del diseño del riel del carro de la ventosa.

σ_{fmax}	σ_{fmin}	τ_{cmax}	τ_{cmin}	
3.67	0.97	0.08	0.02	
σ_{fm}	σ_{fa}	τ_{cm}	τ_{ca}	
2.32	1.35	0.05	0.03	
σ_{eqa}		σ_{eqm}		
1.35		2.32		
Ka	Kb	Kc	Kd	Kg
0.73	0.7	0.82	1	1
Se´		Se		
25,45		10.66		
η = 4. 58				

Por lo tanto se selecciona un ángulo DIPAC de 40x40x3.

3.2.3.7 Diseño de soportes para el riel.

El soporte que acogerá al riel con la estructura se construirá con un perfil U 60x30x2 DIPAC y tendrá la siguiente configuración:



Figura 3.66 Soporte para el riel.

El diseño se lo hará como viga en voladizo con las reacciones previamente obtenidas en el perfil del riel.

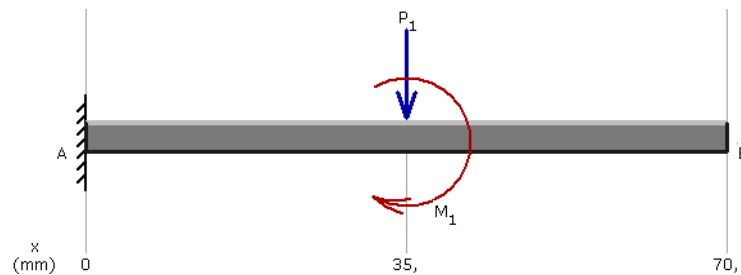


Figura 3.67 Diagrama de fuerzas en el plano YX soporte para el riel.

De las condiciones de equilibrio de la Figura 3.67 se obtiene:

Tabla 3.30 Condiciones de equilibrio soporte para el riel.

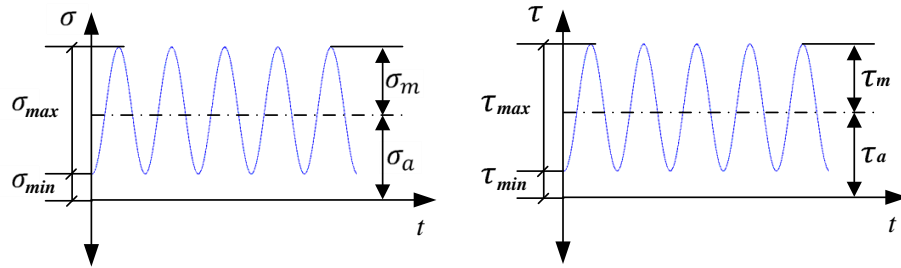
	RA_Y (kg)	MA_{YZ} (kg.mm)
$P1S_{max}$	19.12	4056.19
$P1S_{min}$	5.04	1070.02

Del diagrama de momento flector YX se obtienen los valores máximos.

Tabla 3.31 Momento flector máximo soporte para el riel.

	Mf_{\max} (kg.mm)
$P1S_{\max}$	4056.19
$P1S_{\min}$	1070.02

El esfuerzo fluctúa de la siguiente manera:

**Figura 3.68 Fluctuación de los esfuerzos en el riel.**

Se tiene un perfil U 60x30x2 DIPAC con las siguientes características:

A: 60mm; s: 30mm; e: 2mm.

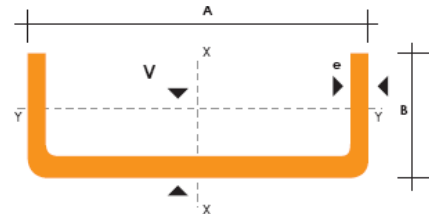
Sección: 226mm².

Peso: 1.77 kg/m

I_x : 20000 mm⁴

S_y : 25.31 $\frac{kg}{mm^2}$

S_{ut} : 50.89 $\frac{kg}{mm^2}$



El factor de tamaño para el perfil U se lo determina hallando la dimensión efectiva la cual propone Shigley para dicho perfil:

$$d = \sqrt{\frac{0.05ab}{0.0766}} [\text{in}] \quad (3.106)$$

$$d = \sqrt{\frac{0.05 * 2.36 * 1.18}{0.0766}} = 1.35 \text{ in} = 34.29 \text{ mm}$$

$$K_b = 1.189 * d^{-0.097} = 1.189 * 34.29^{-0.097} = 0.84$$

A continuación se presenta la verificación del diseño del soporte para el riel, simplificado en la siguiente tabla siguiendo los pasos del literal 3.2.3.5.

Tabla 3.32 Verificación del diseño del soporte para el riel.

σ_{fmax}	σ_{fmin}	τ_{cmax}	τ_{cmin}	
4.26	1.12	0.08	0.02	
σ_{fm}	σ_{fa}	τ_{cm}	τ_{ca}	
2.69	1.57	0.05	0.03	
σ_{eqa}		σ_{eqm}		
1.57		2.69		
K_a	K_b	K_c	K_d	K_g
0.73	0.84	0.82	1	1
Se'			Se	
25,45			12.8	
$\eta = 4.37$				

Por lo tanto se selecciona un perfil U 60x30x2 DIPAC.

3.2.4 Diseño del carro de la ventosa.

El carro que transportara la ventosa dispondrá de los siguientes elementos:

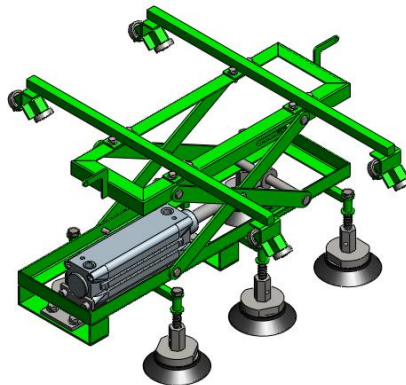


Figura 3.69 Carro de la ventosa.

3.2.4.1 Diseño de los brazos del bastidor superior.

Los brazos del bastidor superior estarán sujetos a cargas dinámicas, ya que soportará en un instante el peso de todo el carro, y en otro el peso del paquete añadido el peso del carro.

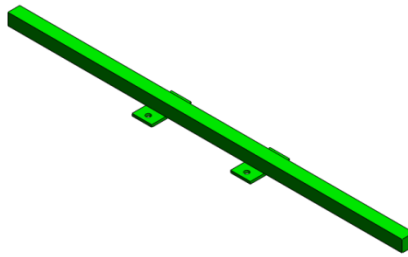


Figura 3.70 Brazo del bastidor superior.

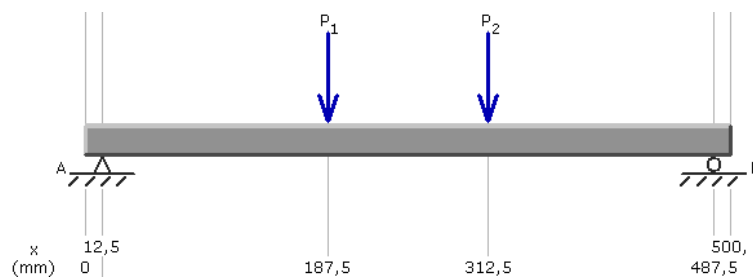


Figura 3.71 Diagrama de fuerzas en el plano XY brazo mecanismo de elevación.

Se dispondrá de dos brazos y cuatro puntos de apoyo, por tal motivo se tendrá que dividir para cuatro la carga total máxima y mínima.

$$PB_{\max} = \frac{G + Q}{4} = \frac{11.7 + 50}{4} = 15.43\text{kg}$$

$$PB_{\min} = \frac{G}{4} = \frac{11.7}{4} = 2.93\text{kg}$$

De donde:

G: Peso propio del carro = 11.7 kg. (Ver Tabla 3.26).

Q: Peso del paquete de amianto = 50 kg.

De las condiciones de equilibrio de la Figura 3.71 se obtiene:

$$\begin{array}{ll}
 PB_{\max} = 15.43 \text{ kg.} & RA_Y = 15.43 \text{ kg} \\
 & RB_Y = 15.43 \text{ kg} \\
 PB_{\min} = 2.93 \text{ kg.} & RA_Y = 2.93 \text{ kg} \\
 & RB_Y = 2.93 \text{ kg}
 \end{array}$$

Del diagrama de momento flector y fuerza cortante en el plano XY se obtiene el valor máximo el cual está en el punto medio del tubo cuadrado.

$$\begin{array}{ll}
 PB_{\max} = 15.43 \text{ kg.} & Mf_{\max} = 2700.25 \text{ kg.mm} \\
 PB_{\min} = 2.93 \text{ kg.} & Mf_{\max} = 512.75 \text{ kg.mm}
 \end{array}$$

El esfuerzo a flexión fluctúa de la siguiente manera:

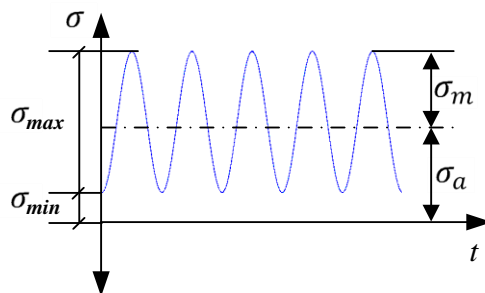


Figura 3.72 Fluctuación del esfuerzo en el brazo.

Se tiene una varilla cuadrada lisa VCU 5/8 DIPAC de las siguientes características:

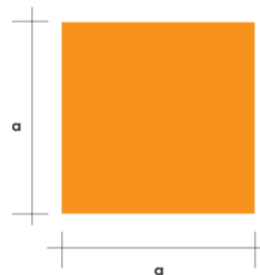
a: 15mm.

A: 2.25cm².

Peso: 1.77 kg/m

$I_x = I_y = 4218.8 \text{ mm}^4$

$S_y = 25.31 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2}$; $S_{ut} = 50.89 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2}$



A continuación se presenta la verificación del diseño para el brazo del bastidor superior, simplificado en la siguiente tabla siguiendo los pasos del literal 3.2.3.5.

Tabla 3.33 Verificación del diseño para el brazo del bastidor superior.

σ_{fmax}		σ_{fmin}		
4.8		0.91		
σ_{fm}		σ_{fa}		
2.5		1.6		
σ_{eqa}		σ_{eqm}		
2.5		1.6		
Ka	Kb	Kc	Kd	Kg
0.67	0.93	0.82	1	1
Se'		Se		
25,45		13		
$\eta = 4.5$				

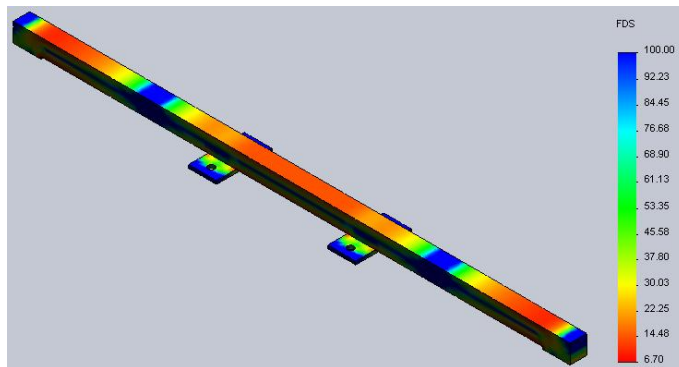
El factor de tamaño para una varilla cuadrada se lo determino hallando la dimensión efectiva la cual propone Shigley para dicho perfil:

$$d = 0.808 * \sqrt{b \cdot h} \text{ [cm]} \quad (3.107)$$

$$d = 0.808 * \sqrt{1.5 * 1.5} = 1.212 \text{ cm} = 12.12 \text{ mm}$$

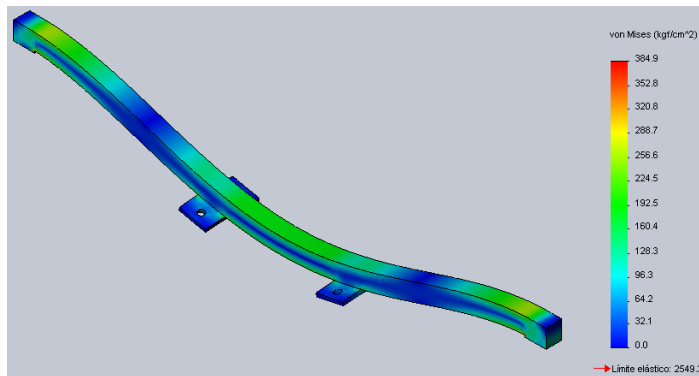
$$Kb = 1.189 * d^{-0.097} = 1.189 * 12.12^{-0.097} = 0.93$$

Verificación de diseño mediante SolidWorks.



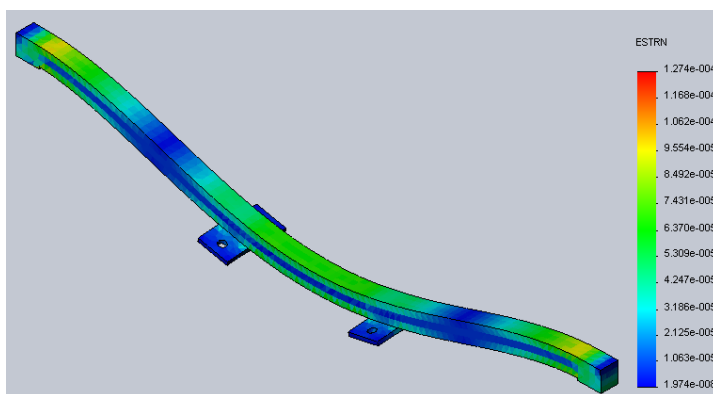
Nombre de modelo: Brazos bastidor superior
 Nombre de estudio: 1
 Tipo de resultado: Factor de seguridad Factor de seguridad1
 Criterio: Automático
 Distribución de factor de seguridad: FDS mín. = 6.7

Figura 3.73 Coeficiente de seguridad brazo del bastidor superior.



Nombre de modelo: Brazos bastidor superior
 Nombre de estudio: Verificación de diseño BBS
 Tipo de resultado: Static tensión nodal Tensiones1
 Escala de deformación: 302.416

Figura 3.74 Análisis de esfuerzo brazo del bastidor superior.



Nombre de modelo: Brazos bastidor superior
 Nombre de estudio: Verificación de diseño BBS
 Tipo de resultado: Deformación unitaria estática Deformaciones unitarias1
 Escala de deformación: 302.416

Figura 3.75 Deformación unitaria brazo del bastidor superior.

Por lo tanto se selecciona una varilla cuadrada lisa VCU 5/8 DIPAC.

3.2.4.1.1 Diseño de la placa del brazo.

El diseño de la placa se lo realizará como una viga en voladizo, soportando las mismas cargas que de los brazos. Como se tiene cuatro placas y cada una se diseñará.

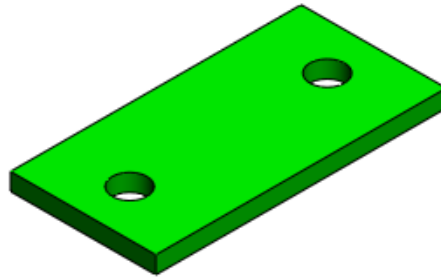


Figura 3.76 Placa del brazo.

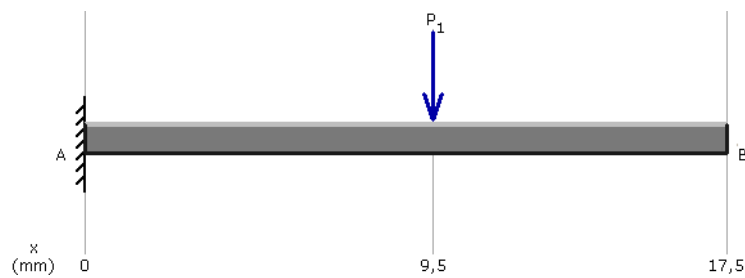


Figura 3.77 Diagrama de fuerzas en el plano YZ de la placa del brazo.

La placa se unirá al mecanismo de elevación mediante ocho pernos, por tal motivo se tendrá que dividir para ocho la carga total máxima y mínima.

$$P_{\max} = \frac{G + Q}{8} = \frac{11.7 + 50}{8} = 7.71 \text{ kg}$$

$$P_{\min} = \frac{G}{8} = \frac{11.7}{8} = 1.46 \text{ kg}$$

Tabla 3.34 Condiciones de equilibrio de la placa del brazo.

	$RA_Y \text{ (kg)}$	$MA_{YZ} \text{ (kg.mm)}$
P_{\max}	7.71	-73.25
P_{\min}	1.46	-13.87

Del diagrama de momento flector YZ se obtienen los valores máximos.

Tabla 3.35 Momento flector máximo de la placa del brazo.

	$M_{f_{\max}}$ (kg)
P_{\max}	73.25
P_{\min}	13.87

El esfuerzo fluctúa de la siguiente manera:

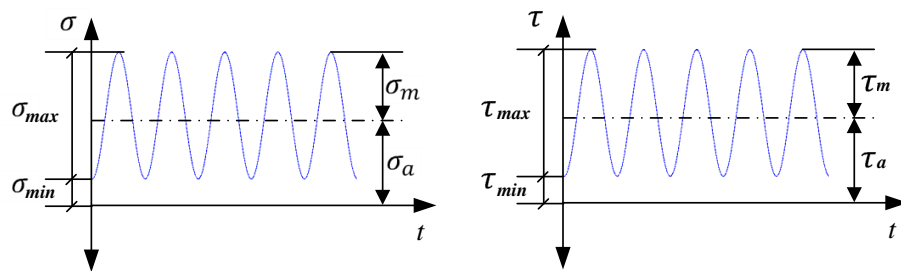


Figura 3.78 Fluctuación de los esfuerzos de la placa del brazo.

Se tiene una platina PLT 25x3 DIPAC de las siguientes características:

a: 25 mm; e: 3mm.

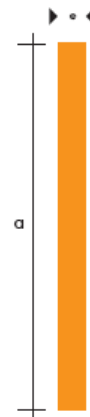
A: 75 mm².

Peso: 0.59 kg/m

$I_y = 56.25 \text{ mm}^4$

$S_y = 25.31 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2}$

$S_{ut} = 50.89 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2}$



A continuación se presenta la verificación del diseño de la placa del brazo, simplificado en la siguiente tabla siguiendo los pasos del literal 3.2.3.5.

Tabla 3.36 Verificación del diseño de la placa del brazo.

σ_{fmax}	σ_{fmin}	τ_{cmax}	τ_{cmin}	
1.95	0.37	0.1	0.02	
σ_{fm}	σ_{fa}	τ_{cm}	τ_{ca}	
1.16	0.79	0.06	0.04	
σ_{eqa}		σ_{eqm}		
0.79		1.16		
Ka	Kb	Kc	Kd	Kg
0.73	0.98	0.82	1	1
Se'		Se		
25,45		14.9		
$\eta = 10.12$				

Por lo tanto se selecciona una platina PLT 25x3 DIPAC.

3.2.4.2 Diseño de las ruedas del transportador.

Las ruedas con las que se desplazará el carro de la ventosa, se lo realizará con rodamientos de bolas de contacto angular, ya que en los mismos actúan a su vez cargas radiales y axiales, los cuales estarán dispuestos de la siguiente manera:



Figura 3.79 Disposición de las ruedas del carro de la ventosa.

El número de rodamientos requeridos será de ocho, por tanto la fuerza total que actúa en los mismos será dividida para dicho número.

Las fuerzas que actúan en el rodamiento se ilustran en la Figura 3.57, cuyo valor total es:

$$(Q + G)Y = (Q + G)X = 40.1 \text{ kg}$$

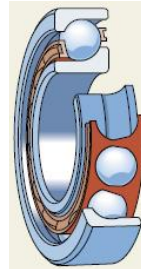
$$f_a = f_r = \frac{40.1 \text{ kg}}{8} = 5.01 \text{ kg}$$

Para un diámetro de eje de 10 mm se selecciona un rodamiento de bolas de contacto angular FAG 7200B.TVP cuyas características son:

d: 10mm.

C: 7.02 kN

Co: 3.35 kN



Diseño a carga Dinámica.

Del catálogo de rodamientos SKF se tiene:

$$\text{Para } \frac{f_a}{f_r} \leq 1.14 \rightarrow P = f_r = 5.01 \text{ kg.}$$

$$f_l = 2.71 \text{ Para } 10\,000 \text{ horas, como vida suficiente.}$$

$$f_n = 0.492 \text{ Para } 280 \text{ rpm.}$$

Carga dinámica equivalente:

$$P = X \cdot f_r + Y f_a \quad (3.108)$$

$$P = 5.01 \text{ kg}$$

Capacidad de carga requerida:

$$C_{\text{req}} = \frac{f_l}{f_n} * P \quad (3.109)$$

$$C_{\text{req}} = \frac{2.71}{0.492} * 5.0 = 27.6 \text{ kg} = 0.271 \text{ kN}$$

$$C_{\text{req}} \leq C$$

$$0.271 \text{ kN} \leq 7.02 \text{ kN}$$

Por lo tanto cumple con la condición de diseño dinámico.

Diseño a carga Estática.

Del catálogo de rodamientos SKF se tiene:

$$\text{Para } \frac{f_a}{f_r} \leq 1.9 \rightarrow P = f_r = 5.01 \text{ kg.}$$

$$f_s = 1 \text{ Para 1 para exigencias normales.}$$

Capacidad de carga requerida:

$$Co_{\text{req}} = Fs * Po \quad (3.110)$$

$$Co_{\text{req}} = 1 * 5.01 = 5.01 \text{ kg} = 0.05 \text{ kN}$$

$$Co_{\text{req}} \leq Co$$

$$0.05 \text{ kN} \leq 3.35 \text{ kN}$$

Por lo tanto cumple con la condición de diseño estático.

Se elige entonces ocho rodamientos de bolas de contacto angular SKF 7200 BECBP.

3.2.4.3 Diseño del mecanismo de tijeras.

Para que la ventosa pueda levantar los paquetes de amianto, los cuales tienen una variación de altura tanto en la envoltura de yute y papel, se dispondrá de un mecanismo de tijeras accionado por un cilindro neumático.

3.2.4.3.1 Funcionamiento.

Al accionar el cilindro neumático en el punto B este permite que los puntos C y D se desplacen linealmente y así puedan elevar y bajar el paquete según la necesidad. Este mecanismo tiene un grado de libertad.

Las ventajas del mecanismo de elevación son:

- La carrera recorrida por el punto C y D es mayor que la carrera recorrida por el punto D, lo que permite tener una menor carrera del cilindro neumático.
- La simetría de los eslabones hacen que el bastidor inferior se desplace equilibradamente, para que el agarre de las ventosas con el paquete sea eficiente.
- Una vez que haya sido instalado el mecanismo el manejo es sencillo.

3.2.4.3.2 Dimensionamiento de la geometría del mecanismo [9].

Las dimensiones y geometría básica del mecanismo de elevación tipo tijera se indican en la siguiente figura:

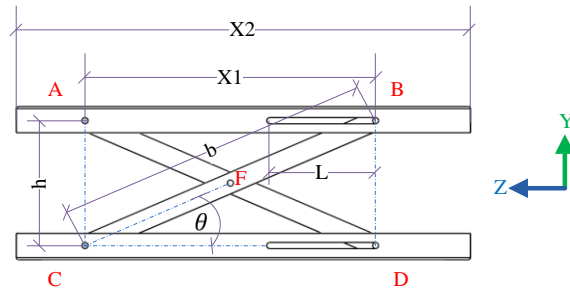


Figura 3.80 Dimensiones principales del mecanismo tipo tijeras.

Las dimensiones mostradas en la figura anterior, se basan en el criterio del autor de la presente tesis, proponiendo una buena estética y tamaño, capaz de soportar y acoplarse a la variación de altura entre el paquete de amianto papel y yute.

Los criterios considerados para el dimensionamiento son los siguientes:

El perfil “L” debe tener una longitud mínima, tal que pueda albergar los brazos de la ventosa, por tanto $X2 = 430$ [mm].

La ranura del perfil “L” debe permitir a las tijeras deslizarse una diferencia de alturas entre el paquete de papel y yute con sus respectivas irregularidades, con lo cual garantice un agarre perfecto con las ventosas, entonces $L = 100$ [mm].

La longitud de los eslabones que forman las tijeras, fue definida considerando la carrera que tendrá dicho mecanismo, así se tiene que $b = 300$ [mm].

Considerando la longitud de la ranura se tiene 175 [mm] $\leq X1 \leq 275$ [mm].

Determinación del ángulo θ_{\max} y θ_{\min} .

Tomando el triángulo BCD en la Figura 3.80 se obtiene el ángulo θ_{\max} y θ_{\min} de la siguiente manera:

$$\cos\theta = \frac{\overline{CD}}{b} = \frac{X1}{300} \quad (3.111)$$

Despejando el ángulo θ de la Ecuación 3.111 se tiene:

$$\theta = \cos^{-1}\left(\frac{X1}{300}\right) \quad (3.112)$$

Por lo tanto $\theta_{\max} = 54.31.35^\circ$ y $\theta_{\min} = 23.56^\circ$

Determinación de la altura “h” máxima y mínima.

Del triángulo BCD en la figura 3.80, se obtiene que:

$$\text{sen}\theta = \frac{\overline{BD}}{b} = \frac{h}{300} \quad (3.113)$$

Despejando el ángulo “h” de la Ecuación 3.113 se tiene:

$$h = 300 * \text{sen}\theta \quad (3.114)$$

Por lo tanto $h_{\max} = 243.67[\text{mm}]$ y $h_{\min} = 119.90 [\text{mm}]$

3.2.4.3.3 Análisis cinemático.

El análisis cinemático se lo realizó en el software SolidWorks el cual muestra las curvas de velocidad y aceleración para los planos “Y” y “Z” en el pasador donde el cilindro ejerce la fuerza para subir o bajar el mecanismo.

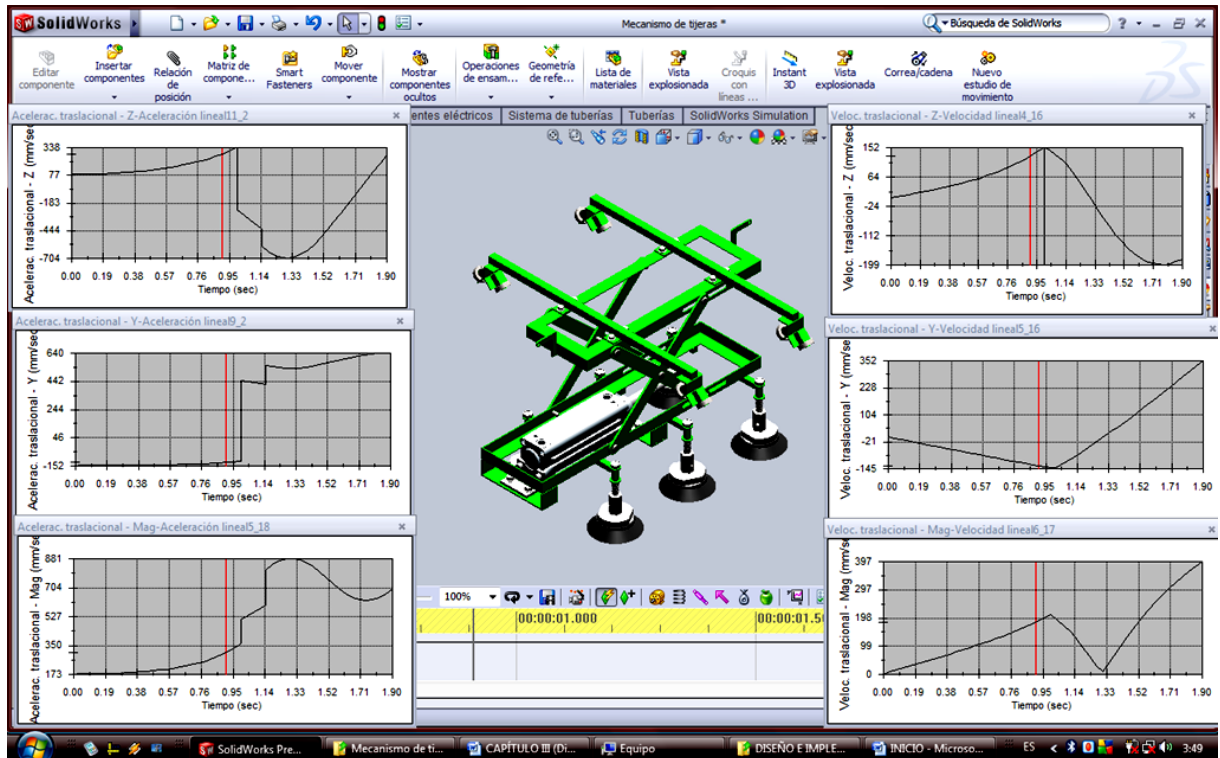


Figura 3.81 Análisis cinemático con SolidWorks.

3.2.4.3.4 Diseño y selección del bastidor inferior.

El peso del paquete es soportado por los perfiles ranurados del bastidor inferior, lo que ocasiona que sobre los apoyos A y B de este perfil se generen reacciones.

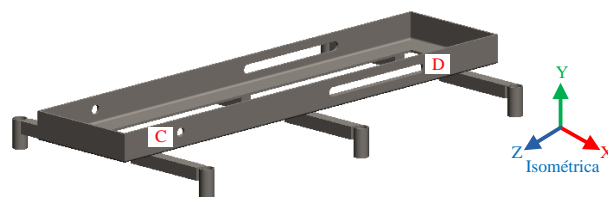


Figura 3.82 Bastidor inferior.

A continuación se presentan las condiciones de equilibrio que permiten obtener las reacciones en los apoyos C y D del perfil “L” a partir de la siguiente figura:

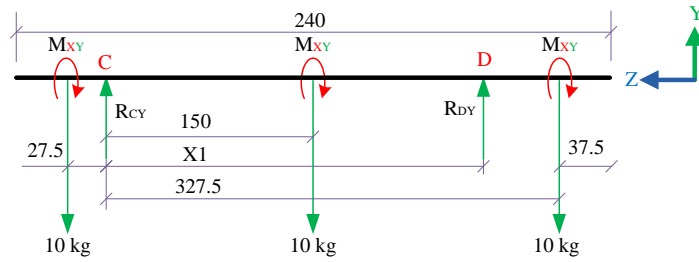


Figura 3.83 DCL del perfil ranurado.

De las condiciones de equilibrio de la Figura 3.69 se obtiene:

$$R_{DY} = \frac{4500}{X1} \quad (3.115)$$

$$R_{CY} = 30 - \frac{4500}{X1} \quad (3.116)$$

Del diagrama de momento flector y fuerza cortante en el plano YZ se obtiene el valor máximo para diferentes valores del ángulo θ :

Tabla 3.37 V_{\max} y Mf_{\max} para diferentes ángulos θ del perfil ranurado.

X1 (mm)	Ángulo $\theta(^{\circ})$	Altura h(mm)	R_{CY} (kg)	R_{DY} (kg)	V_{\max} (kg)	Mf_{\max} (kg.mm)	T_{\max} (kg.mm)
175	54,31	243,67	4,29	25,71	15,71	1525	844.5
195	49,46	227,98	6,92	23,08	13,08	1325	844.5
215	44,22	209,22	9,07	20,93	10,93	1125	844.5
235	38,43	186,48	10,85	19,15	10	925	844.5
255	31,79	158,03	12,35	17,65	10	725	844.5
275	23,56	119,90	13,64	16,36	10	525	844.5

Como se puede apreciar en la Tabla 3.37 el momento flector máximo fluctúa de 525 a 1525 kg.mm, por lo tanto se tendrá que diseñar el perfil a fatiga a lo largo de la ranura D ya que allí se encuentra dicho momento flector máximo.

El esfuerzo fluctúa de la siguiente manera:

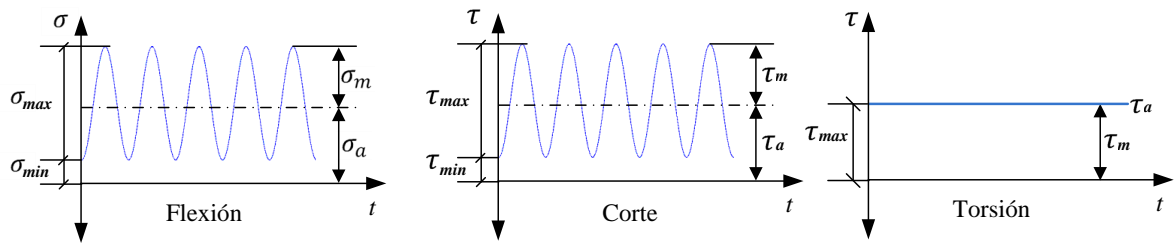


Figura 3.84 Fluctuación de los esfuerzos en el perfil ranurado.

Se tiene un ángulo L 25x25x2 DIPAC de las siguientes características:

e: 2mm.

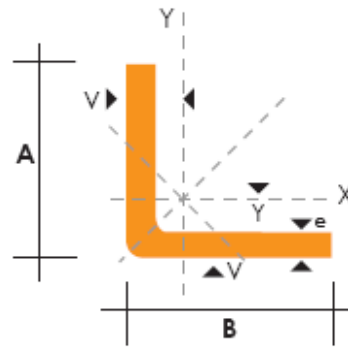
A: 25 mm; B: 25 mm

Peso: 0.73 kg/m

Sección: 93mm²

$I_y = I_x = 5700 \text{ mm}^4$

$S_y = 25.31 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2}$



A continuación se presenta la verificación del diseño del perfil ranurado, simplificado en la siguiente tabla siguiendo los pasos del literal 3.2.3.5.

Tabla 3.38 Verificación del diseño del perfil ranurado.

σ_{fmax}	σ_{fmin}	τ_{cmax}	τ_{cmin}
1.92	0.66	0.17	0.11

σ_{fm}	σ_{fa}	τ_{cm}	τ_{ca}
1.29	0.63	0.14	0.03

σ_{eqa}	σ_{eqm}
0.63	1.31

Ka	Kb	Kc	Kd= Kg	Ke
0.73	0.6	0.82	1	0.46

Se'	Se
25,45	4.2

$n = 4.96$

El esfuerzo a torsión no será calculado, debido a que no se dispone de ecuaciones o tablas donde se pueda encontrar el esfuerzo a torsión en perfiles L, por tanto se deberá considerar un coeficiente de seguridad mayor a 4 para sustentar dicho esfuerzo.

El factor de concentración de tensiones se calculó mediante:

$$K_e = \frac{1}{1+q(kt-1)}$$

Debido a que no existen gráficas ni tablas para el tipo de ranura que se tiene, se procede a hallar este factor suponiendo una ranura netamente circular sometida a esfuerzos de flexión.

Kt: 2.45 (Con $d/w = 6/25 = 0.24$ y $d/h = 6/2 = 3$)

q: 0.8

$$k_e = \frac{1}{1+q(kt-1)}$$

$$k_e = \frac{1}{1+0.8(2.45-1)} = 0.46$$

Por lo tanto se selecciona ángulos “L” de 25x25x2 DIPAC.

El perfil ranurado dispone también de seis brazos, los cuales se procederán a diseñar como viga en voladizo y estará sujeta a cargas dinámicas debido al peso del paquete lleno de amianto y vacío.



Figura 3.85 DCL brazos del bastidor inferior.

El esfuerzo fluctúa de la siguiente manera:

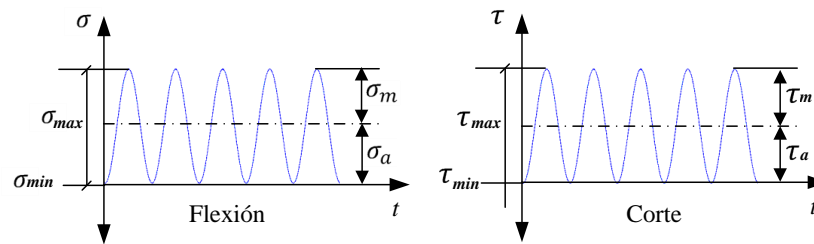


Figura 3.86 Fluctuación del esfuerzo en el brazo del bastidor inferior.

Se tiene una varilla cuadrada lisa VCU 1/2 DIPAC de las siguientes características:

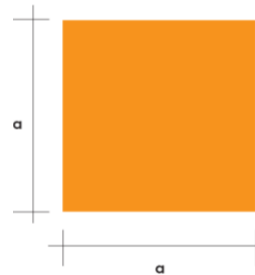
a: 11mm.

A: 121 mm².

Peso: 0.95 kg/m

$I_x = I_y = 1220.1 \text{ mm}^4$

$S_y = 25.31 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2}$



A continuación se presenta la verificación del diseño de los brazos del perfil ranurado, simplificado en la siguiente tabla siguiendo los pasos del literal 3.2.3.5.

Tabla 3.39 Verificación del diseño de los brazos del bastidor inferior.

σ_{fmax}	σ_{fmin}	τ_{cmax}	τ_{cmin}
2.3	0	0.08	0

σ_{fm}	σ_{fa}	τ_{cm}	τ_{ca}
1.15	1.15	0.08	0.08

σ_{eqa}	σ_{eqm}
1.16	1.16

Ka	Kb	Kc	Kd	Kg
0.73	0.96	0.82	1	1

Se'	Se
25,45	14.62

$\eta = 7.98$

Por lo tanto se selecciona una varilla cuadrada lisa VCU ½ DIPAC.

3.2.4.4 Diseño y selección de los eslabones.

Las reacciones R_{CY} y R_{DY} en los apoyos del perfil ranurado “L” generado por el peso del paquete, se transmiten a los eslabones del mecanismo tipo tijera, y estas a su vez generan reacciones en los apoyos C, D y en el pasador central F.

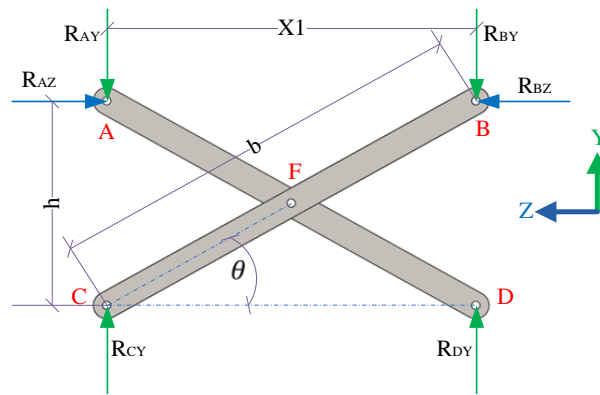


Figura 3.87 Cargas y reacciones en el plano YZ sobre los eslabones.

De las condiciones de equilibrio de la Figura 3.87 se obtiene:

$$R_{AZ} = R_{BZ}$$

$$R_{BY} = R_{DY} = \frac{4500}{X1}$$

$$R_{AY} = R_{CY} = 30 - \frac{4500}{X1}$$

Para completar el análisis, se separa un eslabón del mecanismo de tijeras, cuyo diagrama esquemático y cuerpo libre es el siguiente:

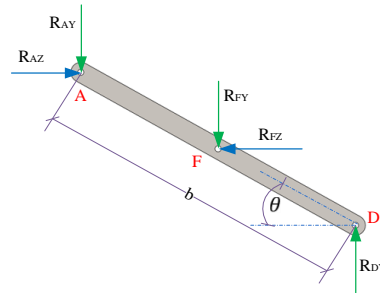


Figura 3.88 Esquema y diagrama de cuerpo libre de un eslabón.

$$R_{FZ} = R_{AZ} = R_{BZ} = \frac{30}{\tan \theta} \quad (3.117)$$

Como el cilindro irá articulado en el punto “D”, y al no tener reacción a que vencer en el mismo, se tomará como si fuese articulado en el punto “A” previendo con esto un cambio de articulación por cualquier inconveniente.

Tabla 3.40 Reacciones a vencer por el cilindro del mecanismo de elevación.

X1 (mm)	Ángulo $\theta(^{\circ})$	Altura h(mm)	RAZ=RBZ=RFZ (kg)
175	54,31	243,67	21,5455454
195	49,46	227,98	25,6601161
215	44,22	209,22	30,8280914
235	38,43	186,48	37,8055489
255	31,79	158,03	48,4070578
275	23,56	119,90	68,8097566

$$R_{FY} = \frac{9000}{X1} - 30 \quad (3.118)$$

Trasladando las fuerzas a un sistema de coordenadas secundarias se tiene:

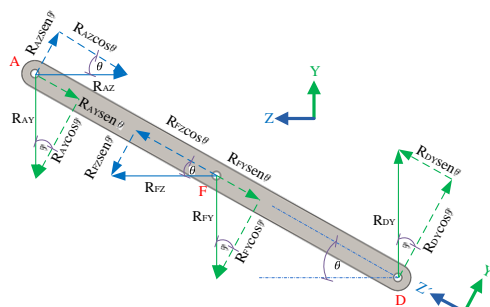


Figura 3.89 Componentes rectangulares de las reacciones y cargas en el eslabón.

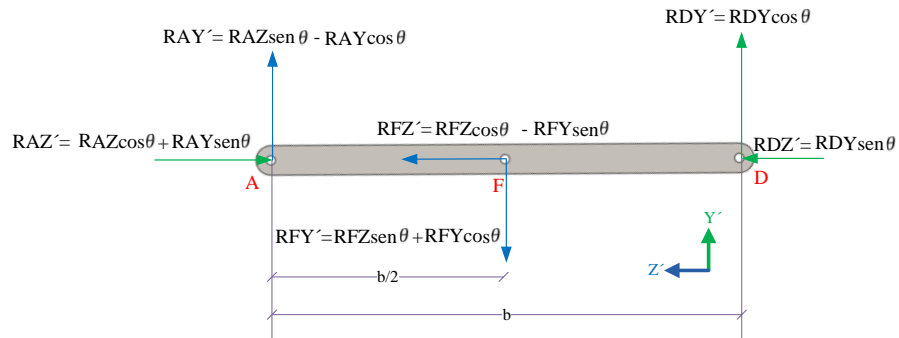


Figura 3.90 DCL del eslabón en ejes secundarios.

Del diagrama de momento flector y fuerza cortante en el plano $Y'Z'$ se obtiene el valor máximo para diferentes valores del ángulo θ :

Tabla 3.41 V_{\max} , N_{\max} y Mf_{\max} para diferentes ángulos θ del eslabón.

X1 (mm)	Ang $\theta(^{\circ})$	Altura h(mm)	$R_{AY'}$ (kg)	$R_{AZ'}$ (kg)	$R_{FY'}$ (kg)	$R_{FZ'}$ (kg)	$R_{DY'}$ (kg)	$R_{DZ'}$ (kg)	V_{\max} (kg)	N_{\max} (kg)	Mf_{\max} (kg.mm)
175	54,31	243,67	15	16,05	30	-4,84	15	20,89	15	31,05	2250
195	49,46	227,98	15	21,94	30	4,40	15	17,54	15	36,94	2250
215	44,22	209,22	15	28,42	30	13,82	15	14,60	15	43,42	2250
235	38,43	186,48	15	36,36	30	24,46	15	11,90	15	51,36	2250
255	31,79	158,03	15	47,65	30	38,36	15	9,30	15	62,65	2250
275	23,56	119,90	15	68,53	30	61,99	15	6,54	15	83,53	2250

El esfuerzo fluctúa de la siguiente manera:

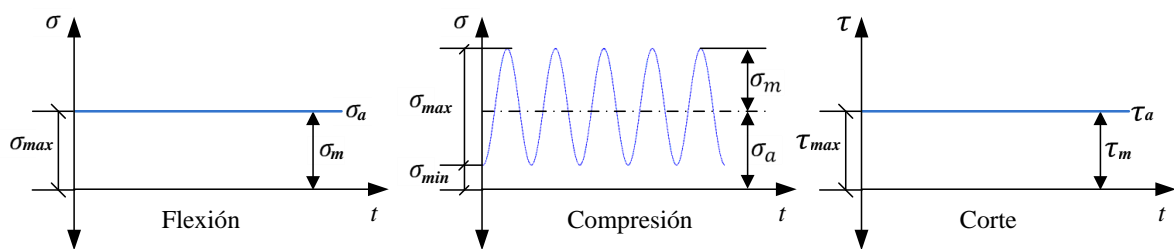


Figura 3.91 Fluctuación del esfuerzo en los eslabones del mecanismo de elevación.

Se tiene una Platina PLT 25x4 DIPAC de las siguientes características:

a: 25 mm; e: 4mm.

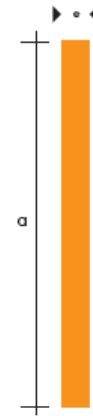
A: 100 mm².

Peso: 0.79 kg/m

$I_x = 5208.3 \text{ mm}^4$

$S_y = 25.31 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2}$

$S_{ut} = 50.89 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2}$



A continuación se presenta la verificación del diseño de los brazos del perfil ranurado, simplificado en la siguiente tabla siguiendo los pasos del literal 3.2.3.5.

Tabla 3.42 Verificación del diseño del eslabón.

σ_{fmax}	σ_{amax}	σ_{amin}	τ_{cmax}	
5.4	0.83	0.31	0	
$\sigma_{(f+a)m}$	$\sigma_{(f+a)a}$	τ_{cm}	τ_{ca}	
5.98	0.27	0.23	0	
σ_{eqa}		σ_{eqm}		
0.27		5.99		
Ka	Kb	Kc	Kd = Kg	Ke
0.73	0.95	0.82	1	0.47
Se'			Se	
25,45			6.8	
$\eta = 3.62$				

El esfuerzo a compresión se calculó mediante:

$$\sigma_a = \frac{N_{max}}{A}$$

$$\sigma_{amax} = \frac{83.53}{100} = 0.83 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2}$$

$$\sigma_{amin} = \frac{31.05}{100} = 0.31 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2}$$

Para la concentración de tensiones se calculó mediante:

$$K_e = \frac{1}{1+q(kt-1)}$$

Kt: 2.42 (Con $d/w = 6/25 = 0.24$)

q: 0.8

$$k_e = \frac{1}{1+q(kt-1)}$$

$$k_e = \frac{1}{1+0.8(2.42-1)} = 0.47$$

$$S_e' = 0.5 S_{ut} = 0.5 * 50.89 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2} = 25.45 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2}$$

$$\eta = 3.62$$

Por lo tanto se selecciona una platina PLT 25x4 DIPAC.

3.2.4.5 Diseño y selección de pasadores.

Los eslabones del mecanismo de tijeras, se encuentran unidos a través de un pasador central, y mediante pasadores igualmente se unen al perfil “L”. Debido a las cargas que soportan es necesario realizar el cálculo de los pasadores que serán utilizados para tener la certeza de que estos no fallarán durante el funcionamiento del mismo.

El diseño del pasador se lo realizará como si fuese un perno, y se lo realiza en la parte más crítica provocada por las cargas que a su vez se encuentran en la unión central de los eslabones, el pasador dimensionado, se aplicará a los demás puntos donde se emplea esta unión. El cálculo de los pasadores se lo realizará empleando las teorías de diseño dinámico.

Las fuerzas de corte que actúan en el perno son: R_{FY}' y R_{FZ}' , cuya resultante es:

$$V_{y'z'min} = \sqrt{30^2 + 4.84^2} = 30.39 \text{ kg}$$

$$V_{y'z'maz} = \sqrt{30^2 + 61.99^2} = 68.87 \text{ kg}$$

El esfuerzo de corte a fatiga para pernos esta dado mediante la Ecuación:

$$\tau_{pm} = \frac{\eta * (P_{max} + P_{min})}{2 * N * Ac}$$

$$\tau_{pa} = \frac{\eta * (P_{max} - P_{min})}{2 * N * Ac}$$

Por lo tanto:

$$\tau_{pm} = \frac{\eta * (68.87 + 30.39)}{2 * 1 * Ac} = \frac{49.63 * \eta}{Ac}$$

$$\tau_{pa} = \frac{\eta * (68.87 - 30.39)}{2 * 1 * Ac} = \frac{19.24 * \eta}{Ac}$$

Sea la resistencia de pernos milimétricos M5-M36 grado 4-6:

$$\begin{cases} S_{ut} = 400\text{MPa} = 40.79 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2} \\ S_y = 240\text{MPa} = 24.47 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2} \\ S_p = 225\text{MPa} = 22.94 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2} \end{cases}$$

De la ecuación 3.99 y 3.100, y asumiendo $Ac = At$ se tiene:

$$\sigma_{eq a} = \sqrt{(0)^2 + 3 \left(\frac{19.24 * \eta}{At} \right)^2}$$

$$\sigma_{eq m} = \sqrt{(0)^2 + 3 \left(\frac{49.63 * \eta}{At} \right)^2}$$

De la aplicación del criterio de Goodman se tiene:

$$\frac{\sigma_{eq a}}{S_e} + \frac{\sigma_{eq m}}{S_{ut}} = \frac{1}{\eta} \quad (3.119)$$

$$S_e = K_c * \frac{1}{k_f} * S_e' \quad (3.120)$$

$$Se = 0.814 * \frac{1}{2.2} * 0.29 * 40.79 = 4.38 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2}$$

Sea $\eta = 2$ se tiene:

$$\frac{\sqrt{(0)^2 + 3 \left(\frac{19.24 * \eta}{At} \right)^2}}{4.38} + \frac{\sqrt{(0)^2 + 3 \left(\frac{49.63 * \eta}{At} \right)^2}}{40.79} = \frac{1}{\eta}$$

$$At = 38.86 \text{ mm}^2$$

$$At = \frac{\pi * d_p^2}{4}$$

$$d_p = 7.03 \text{ mm}$$

$$d_{\text{comercial}} = 8 \text{ mm} ; At = 36.6 \text{ mm}^2$$

Por lo tanto se selecciona pasadores M8 para las uniones entre eslabones y perfiles ranurados

3.3 Sistema de alimentación.

El criterio utilizado para la selección de un sistema de alimentación se basa en la longitud equivalente L_{eq} del sistema de transporte y de algunas propiedades físicas del amianto provistas en el Capítulo II como son:

- La granulometría: $0.02 \mu - 0.04 \mu$ de \emptyset
- La densidad: $2400 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$

Considerando el tamaño del grano y la densidad del amianto se selecciona un sistema de transporte neumático para la alimentación del material desde el silo o tolva de descarga del sistema de desempaqueado hasta el proceso final, debido a que este se utiliza para la transportación de materiales

secos, finos y a granel, con densidades de 16 a $3200 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$, estos sistemas son utilizados en gran medida por industrias como: asbesto, cemento, minería, química, farmacéutica, alimentos, etc.

Un sistema de transporte neumático tiene como objetivo transportar materiales sólidos desde un punto a otro por medio de un flujo de gas (aire), producido por una presión o succión, a velocidad determinada y en una dirección establecida.

Entre las ventajas que presenta un sistema de transporte neumático de sólidos a granel se puede destacar:

- Sistemas muy limpios.
- Simplicidad en su construcción.
- No requieren demasiado espacio.
- Fácil automatización de las operaciones.
- Mantiene el producto protegido del medio ambiente y viceversa (no contamina).
- Se necesita únicamente el ventilador como elemento mecánico, reduciendo así los costos de mantenimiento.

Como desventajas de un sistema de transporte neumático se tiene:

- Elevado consumo de energía.
- Limitaciones de granulometría.
- Solo puede transportar materiales secos, no cohesivos o muy abrasivos, puesto se produce desgaste por rozamiento en los conductos transportadores.

Definiciones generales

Longitud equivalente.- Es la longitud total de tubería, incluyendo las pérdidas debido a los accesorios $[L_{eq}]$ y viene dada por:

$$L_{eq} = \sum L_H + \sum L_V + \sum L_{EC} + \sum L_{EV} \quad (3.121)$$

Donde:

$\sum L_H$ = Sumatoria de todas las longitudes horizontales.

$\sum L_V$ = Sumatoria de todas las longitudes verticales.

$\sum L_{EC}$ = Sumatoria de todas las longitudes equivalente de codos.

$\sum L_{EV}$ = Sumatoria de todas las longitudes equivalente de válvulas.

Velocidad de planeo o velocidad crítica.- Es aquella velocidad del aire, cuando el cuerpo a transportarse se encuentra en estado de suspensión.

Concentración de mezcla.- La concentración de la mezcla aire – material se determina de acuerdo con la longitud equivalente; la curva 1 para altos peso volumétrico ($2.5 - 3.2 \text{ T/m}^3$) y la curva 2 bajos peso volumétrico entre ($1.8 - 2.5 \text{ T/m}^3$).

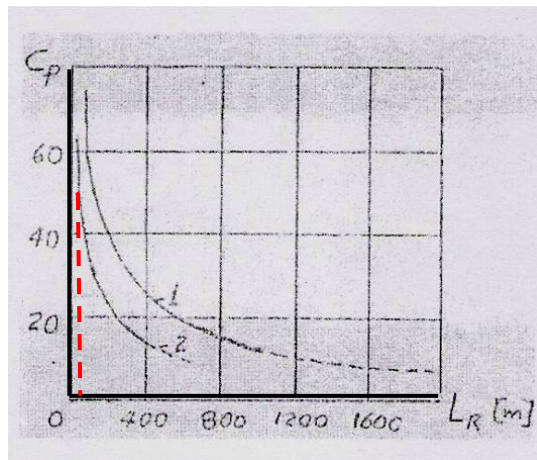


Figura 3.92 Concentración de mezcla para polvos.

3.3.1 Selección del sistema neumático.

Para seleccionar el tipo de sistema neumático que transporta el amianto desde la tolva de desempaqueado hasta el proceso final se sigue el siguiente diagrama:

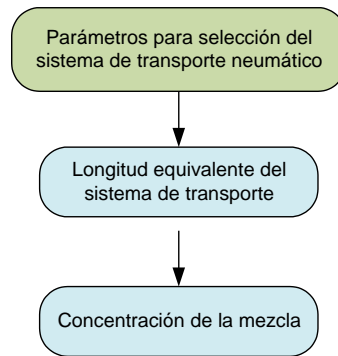


Figura 3.93 Flujo para selección del sistema.

Longitud equivalente del sistema de transporte.

Tomando en cuenta el sistema se puede observar la existencia de una válvula de dos vías que transporta polvo cuya longitud equivalente $L_{EV} = 8$ m por válvula además de codos cuya equivalencia se detalla en la siguiente tabla:

Tabla 3.43 Longitudes equivalentes para codos.

MATERIAL	TAMAÑO MAXIMO DE LAS PARTICULAS			
	4	6	8	10
Polvo	4 - 8	5 - 10	6 - 10	8 - 10
Granos Homogéneos	-----	8 - 10	12 - 16	16 - 20
Terrones irregulares pequeños	-----	-----	28 - 35	38 - 45
Terrones irregulares grandes	-----	-----	60 - 80	70 - 90
R_0 = radio de curvatura D = diámetro interno de la tubería				

Por lo tanto de la Ecuación 3.121 se tiene:

$$L_{eq} = 31m + 10m + 3 * 7m + 8m = 70 \text{ m}$$

Concentración de la mezcla

Teniendo en cuenta que la longitud equivalente del sistema es $L_{eq} = 70$ m y la densidad del material $\rho_m = 2400 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$. En la gráfica de concentración de mezcla se toma la curva 2 y se obtiene una concentración de mezcla $C_p = 50$.

3.3.2 Sistema de transporte neumático a presión positiva.

Con base en los datos ya antes mencionados y de acuerdo con las condiciones de trabajo, se determina que para el sistema de alimentación es necesario un sistema neumático de presión positiva.

Estos sistemas se caracterizan por trabajar con alta presión, en este sistema la fuente de flujo de aire es un ventilador de media o alta presión y está localizado en la cabecera de la línea, el aire empuja el sólido a través del ducto de transporte, es de suponer que existirá una presión positiva en el punto en donde ingresa el material a la línea; por lo tanto se debe utilizar un alimentador o válvulas dosificadoras en la tolva de descarga. Además estos sistemas son aptos para distancias de hasta 200 metros.

Para el diseño del mismo se parte de datos necesarios tales como:

- Capacidad a transportar.- Es la cantidad en $\left[\frac{Tn}{h}\right]$ de amianto que se trasladará desde la tolva de descarga en el sistema de desempaqueado hasta el final del proceso.
- Densidad del Material.- Esta definida como la masa por unidad de volumen. $\left[\frac{Kg}{m^3}\right]$

3.3.2.1 Componentes de un sistema de transporte neumático a presión.

En el diseño del sistema de transporte neumático a presión positiva se consideran las siguientes partes:

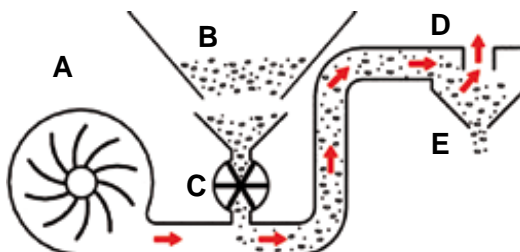


Figura 3.94 Sistemas de transporte neumático a presión.

- Ventilador centrífugo (A).
- Red de tuberías (D).
- Válvulas rotatorias o esclusas (C).
- Filtros o ciclón (E).
- Tolva de descarga (B).

3.3.3 Diseño y cálculo del sistema de transporte neumático a presión.

Como el diseño se realiza en la ciudad de Riobamba se debe hacer una corrección de la presión y densidad del aire que se va a utilizar como medio de transporte del material, en función de la altura de la ciudad.

Corrección de la presión.

$$P_{\text{Riobamba}} = P_{\text{CN}} * (1 - (6.8753 \times 10^{-6}) * Z_{\text{lugar}})^{5.2559} \quad (3.122)$$

Donde:

P_{Riobamba} = Presión en condición local. [In Hg]

P_{CN} = 29.92126 in Hg. (Condiciones normales).

Z_{lugar} = 9035.4 ftsnm. (Altura del lugar).

Por lo tanto:

$$P_{\text{Riobamba}} = 29.92126 * (1 - (6.8753 \times 10^{-6}) * 9036)^{5.2559} = 10.49 \text{ psi [72331 Pa]}$$

Hay que destacar que la presión depende de también de otros factores como la temperatura ambiente, por lo tanto el valor de presión obtenido el cual se utilizará en los siguientes cálculos, es un valor referencial.

Corrección de la densidad del aire [10].

$$\rho_{a\text{Riobamba}} = \frac{P_{\text{Riobamba}}}{R_a * T_{\text{amb}}} \quad (3.123)$$

Donde:

$\rho_{a\text{Riobamba}}$ =Densidad del aire en condiciones locales. $\left[\frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \right]$

R_a = Constante particular del aire. $\left[286.9 \frac{\text{J}}{\text{Kg} * ^\circ\text{K}} \right]$

T_{amb} =15°C. Temperatura promedio del lugar. $[^\circ\text{K}]$

$$\rho_{a\text{Riobamba}} = \frac{72331}{286.9 * 288.15} = 0.8749 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$$

Velocidad del aire en la tubería.

La presión en la salida de un sistema de transporte neumático a presión positiva es cercana a la atmosférica por lo tanto la velocidad del aire se determina por la siguiente Ecuación:

$$v_a = k_2 \sqrt{\rho_m} + k_1 * L_{\text{eq}}^2 \quad (3.124)$$

Donde:

v_a = velocidad del aire. $\left[\frac{\text{M}}{\text{s}} \right]$

ρ_m =Densidad del material $\left[\frac{\text{T}}{\text{m}^3} \right]$

k_1 =Factor que va desde $2 * 10^{-5}$ y $5 * 10^{-5}$ tomando los valores pequeños para materiales secos y en polvo.

k_2 =Factor de tamaño de las partículas del material transportado. (Ver tabla)

Tabla 3.44 Factor de tamaño para la velocidad de transporte.

MATERIAL	TAMAÑO MAXIMO DE LAS PARTICULAS	k_2
Polvo	1 – 1000 (micrones)	10 - 16
Granos Homogéneos	1 – 10 (mm)	17 - 20
Terrones irregulares pequeños	10 – 20 (mm)	17 - 22
Terrones irregulares grandes	40 – 80(mm)	22 - 25

De la Ecuación 3.124 se obtiene:

$$v_a = 14\sqrt{2.4} + 3 * 10^{-5} * (70^2) = 21.84 \frac{m}{s}$$

Debido al taponamiento por la acumulación de material en la tubería y para una mejor fluidez sin riesgo de obstrucción se recomienda utilizar un valor $1.5 v_a$

$$v_a' = 1.5 v_a \quad (3.125)$$

$$v_a' = 1.5 * 21.84 = 32.75 \frac{m}{s}$$

Velocidad crítica del material.

La velocidad critica, la cual es la mínima necesaria para que la partícula esté en suspensión y sea elevada y transportada por la corriente de aire, esta velocidad debe ser menor que la velocidad del aire para asegurar el traslado de las partículas de un lugar a otro sin que exista interrupción del material en la tubería. La velocidad crítica del material viene dada por la Ecuación:

$$v_{cr} = C * \sqrt{\frac{\rho_m}{\rho_{aRiobamba}} * a} \quad (3.126)$$

Donde:

v_{cr} =Velocidad crítica del material. $\left[\frac{m}{s}\right]$

a =Tamaño de las partículas de material. [m]

C = Coeficiente que depende de la forma, tamaño y superficie del material, varía entre 10 y 170 para partículas esféricas.

$$v_{cr} = 10 * \sqrt{\frac{2.4}{0.0008749} * 0.00000002} = 0.0741 \frac{m}{s}$$

Como la velocidad del aire $v_a > v_{cr}$ entonces está garantizado el transporte del material por la tubería.

Consumo de aire.

El flujo o consumo de aire se determina mediante la siguiente Ecuación:

$$\dot{V}_a = \frac{Q_m}{3.6 * \rho_{a_{\text{Riobamba}}} * C_p} \quad (3.127)$$

Donde:

$$\dot{V}_a = \text{Flujo de aire.} \left[\frac{\text{m}^3}{\text{s}} \right]$$

$$Q_m = \text{Capacidad de transporte.} \left[\frac{\text{Tn}}{\text{h}} \right]$$

$$C_p = \text{Concentración de la mezcla.}$$

$$\dot{V}_a = \frac{36}{3.6 * 0.8749 * 50} = 0.229 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

El consumo real de aire viene dada por:

$$\dot{V}_a' = k_3 * \dot{V}_a \quad (3.128)$$

Donde:

$k_3 = 1.1$. Factor considerado por pérdidas debido a las fugas de aire.

$$\dot{V}_a' = 1.1 * 0.229 = 0.251 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} = 532 \text{ CFM}$$

3.3.3.1 Dimensionamiento del diámetro interno de la tubería.

El diámetro interno de la tubería esta dado por:

$$D = \sqrt{\frac{4 * \dot{V}_a'}{\pi * v_a'}} \quad (3.129)$$

$$D = \sqrt{\frac{4 * 0.251}{\pi * 32.75}} = 0.0987 \text{ m} = 98.7 \text{ mm}$$

Según el diámetro interno obtenido se selecciona una tubería cedula 40 de 4" de diámetro nominal.

DIAMETRO NOMINAL	ESPESOR		PRESION/PRUEBA		PESO	
	EXTERIOR		e	pulg	kg/cm2	lb/pulg2
	mm	pulg				
1/4"	13.70	0.54	2.24	0.08	49	700
3/8"	17.10	0.37	2.81	0.09	49	700
1/2"	21.30	0.84	2.77	0.10	49	700
3/4"	26.70	1.05	2.87	0.11	49	700
1"	33.40	1.31	3.38	0.13	49	700
1 1/4"	42.20	1.66	3.56	0.14	91	1300
1 1/2"	48.30	1.90	3.68	0.14	91	1300
2"	60.30	2.37	3.91	0.15	176	2500
2 1/2"	73.00	2.87	5.16	0.20	176	2500
3"	88.90	3.50	5.49	0.21	176	2500
4"	114.30	4.50	6.02	0.23	155	2210
5"	141.30	5.56	6.55	0.25	137	1950
6"	168.30	6.62	7.11	0.28	125	1780
8"	219.10	8.62	8.18	0.32	110	1570
10"	273.00	10.75	9.27	0.36	101	1430
12"	323.80	12.75	10.31	0.40	94	1340

Figura 3.95 Dimensiones de ductos de transporte.

Presión estática.

$$P_e = \frac{H_{\text{sist}} * \rho_{\text{a Riobamba}} * C_p}{10^4} \quad (3.130)$$

Donde:

$$P_e = \text{Presión Estática.} \left[\frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2} \right]$$

$$H_{\text{sist}} = \text{Altura del sistema. [m]}$$

$$P_e = \frac{5 * 0.8749 * 50}{10^4} = 0.0219 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2} = 2148 \text{ [Pa]}$$

Potencia del ventilador.

La potencia del ventilador se determina en base a la siguiente Ecuación:

$$P_{\text{vent}} = \frac{\dot{V}_a' * P_e}{\eta * 75} \quad (3.131)$$

Donde:

P_{vent} =Potencia del ventilador.

η =Rendimiento del ventilador.

$$P_{\text{vent}} = \frac{0.251 * 219}{0.6 * 75} = 1.22 \text{ CV} = 1.2 \text{ HP}$$

Potencia del motor.

La potencia del motor del ventilador está relacionada con la potencia del ventilador mediante la siguiente Ecuación:

$$P_M = \frac{P_{\text{vent}}}{\eta_{\text{mec}}} \quad (3.132)$$

$$P_M = \frac{1.2 \text{ HP}}{0.75} = 1.6 \text{ HP}$$

Donde:

P_M =Potencia del motor.

η_{mec} =Rendimiento mecánico.

3.3.3.2 Selección del ventilador centrífugo.

En la industria se encuentra gran variedad de ventiladores centrífugos en diferentes marcas, la marca en la cual se ha encontrado un ventilador de acuerdo a las especificaciones y necesidades SOLER & PALAUS.

El ventilador se selecciona con las curvas características ingresando parámetros de caudal y la presión estática.

- Caudal= $0.251 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$
- Presión estática= $0.0219 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2} = 2148 \text{ [Pa]}$

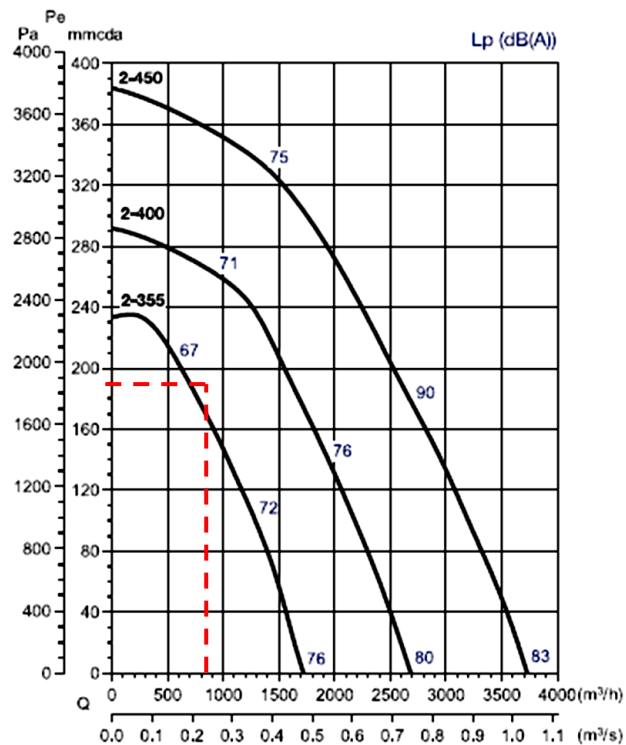


Figura 3.96 Curva característica de ventilador centrífugo S&P.

En el **Anexo C** se indica las características restantes del ventilador de media presión y simple aspiración serie **CBTR, modelo 2 - 400**.

3.3.3.3 Selección de la esclusa o válvula rotativa.

Para la selección de la válvula rotativa o esclusa se consideran los siguientes parámetros:

- Caudal a transportar.
- Velocidad de transporte de la esclusa.

En relación al caudal a transportar se tiene que el proceso transportará $36 \frac{T}{h}$, que equivale $15 \frac{m^3}{h}$ de caudal a transportar. Por otro lado la velocidad necesaria de transporte de la esclusa es de 20 rpm.

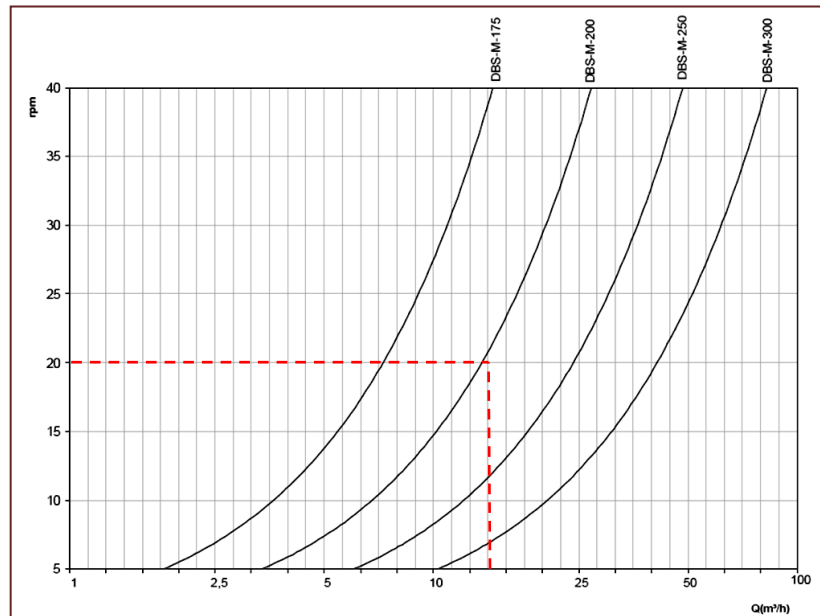


Figura 3.97 Curva característica de esclusa MIGSA.

Ingresando estos datos en la Figura 3.97 se selecciona la esclusa **DBS-M-200** cuyas características técnicas se pueden apreciar en el **Anexo D**.

3.3.3.4 Dimensionamiento de la tolva de descarga.

Las tolvas son recipientes en los cuales se descarga o almacena diferentes tipos de productos en este caso es el amianto pero pueden ser granos, semilla, harinas, forrajes, cal, carbón, cemento, etc.

Los diferentes tipos de tolvas están definidos por su forma geométrica entre los que se tiene: las tolvas de cuerpo cilíndricos – cónicos, piramidales, cilíndricas y alargadas.

El dimensionamiento está en función de la productividad de la empresa, la capacidad de transporte, las dimensiones obtenidas de acuerdo al diseño hecho anteriormente, la facilidad de alimentación.

La tolva es de forma piramidal de base rectangular con sus lados ya definidos de acuerdo con las exigencias de diseño del sistema de desempaqueado, se propone utilizar chapa de acero galvanizado con un espesor motivo del análisis en esta parte del diseño, el ángulo de inclinación que tienen las paredes de la tolva con la base superior mayor es de 68.5° el cual está en el rango de diseño $[45^\circ < \theta < 90^\circ]$, evitando así el taponamiento causado por el amianto en la base menor.

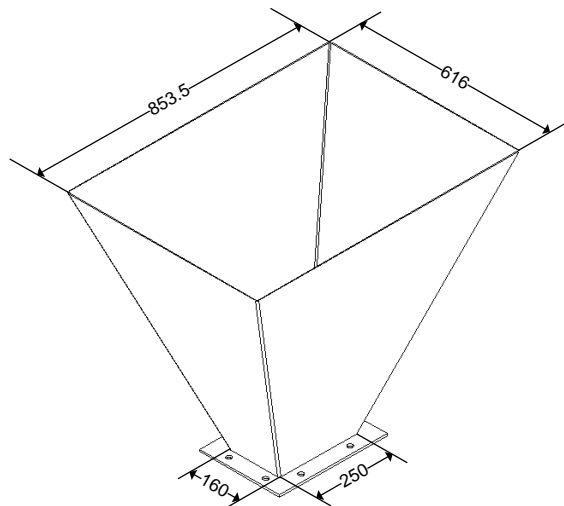


Figura 3.98 Dimensiones requeridas por la tolva de descarga.

Determinación del volumen de la tolva y peso del material.

$$V_T = \frac{h}{3} * (A_1 + A_2 + \sqrt{A_1 * A_2}) \quad (3.133)$$

Donde:

V_T =Volumen de la tolva.

h =Altura de la tolva= 76.6 cm.

A_1 =Área superior de la tolva = $85.35\text{cm} * 61.6\text{cm} = 5257.6 \text{ cm}^2$

$$A_2 = \text{Área inferior de la tolva} = 25\text{cm} * 16\text{cm} = 400\text{cm}^2$$

$$V_T = \frac{76.6}{3} * (5257.6 + 400 + \sqrt{5257.6 * 400}) = 181485\text{cm}^3 = 0.18\text{m}^3$$

Si la tolva se encuentra llena de material en su totalidad, el peso del material es:

$$W_M = \gamma * V \quad (3.134)$$

$$W_M = \rho_m * g * V \quad (3.135)$$

Donde:

$$W_M = \text{Peso del material [Kg]}.$$

De la Ecuación 3.135 se tiene:

$$W_M = 2400 * 9.8 * 0.18 = 4234\text{N} = 432 \text{ [Kg]}$$

Este peso será soportado por las cuatro paredes de la tolva, para el cálculo del espesor se considera una sola pared de la tolva.

Como se enunció anteriormente la tolva es en forma piramidal por lo tanto se comienza con el cálculo del área de la pared.

$$A_{\text{pared}} = \frac{B + b}{2} * h \quad (3.136)$$

Donde:

$$A_{\text{pared}} = \text{Área de la pared de la tolva.}$$

$$B = \text{Lado mayor de la pared de la tolva} = 85.35\text{cm.}$$

$$b = \text{Lado menor de la pared de la tolva} = 25\text{cm.}$$

$$A_{\text{pared}} = \frac{85.35 + 25}{2} * 76.6 = 4226\text{cm}^2 = 0.423\text{m}^2$$

Para calcular la carga distribuida perpendicular sobre la plancha se tiene:

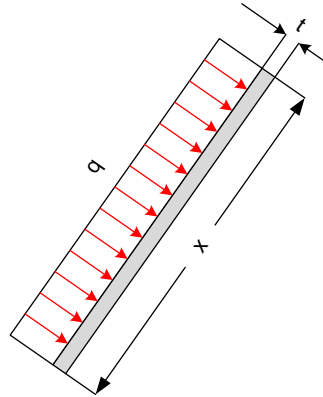


Figura 3.99 Carga distribuida sobre la placa.

$$q = \frac{W_M * \text{sen } 68.5^\circ}{A_{\text{Pared}}} \quad (3.137)$$

Donde:

q= Carga distribuida perpendicular sobre la pared de la tolva.

$$q = \frac{432 * 0.93}{0.423} = 950 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^2}$$

Espesor de la pared de la tolva.

Si todas las placas de la tolva están sujetas a la misma carga distribuida por la cual se genera un esfuerzo máximo entonces para el espesor de la misma se tiene:

$$\sigma_m = k * \frac{q * r^2}{t^2} \quad (3.138)$$

$$\sigma_m = \frac{S_y}{\eta} \quad (3.139)$$

Donde:

S_y = Límite de fluencia.

η =Factor de seguridad. (Impuesto = 2).

k = Coeficiente para placas rectangulares. (**Anexo E**)

El coeficiente k se selecciona según el caso en este diseño es el N°16 y con una relación

$\frac{x}{b} = 3.3$ por ende se tiene $k = 0.7214$

La variable x se obtiene de:

$$x = \frac{h}{\sin 68.5} \quad (3.140)$$

$$x = 82.32 \text{ cm}$$

La relación $\frac{x}{b} = \frac{82.32}{25} = 3.3$

Reemplazando la Ecuación 3.139 en 3.138 y despejando t se tiene:

$$t = \sqrt{k * \frac{q * r^2 * \eta}{S_y}} \quad (3.140)$$

$$t = \sqrt{0.7214 * \frac{950 * (0.25)^2 * 2}{2400}}$$

$$t = 0.189 \text{ cm} \approx 2\text{mm}$$

Por ende se toma planchas de acero galvanizado de 2mm de espesor para construir la tolva.

3.3.4 Verificación de la estructura del sistema de desempaquetado y alimentación.

El Sistema de desempaquetado y alimentación, soportará cargas de los dispositivos existentes en el sistema de desempaquetado y en el de alimentación.



Figura 3.100 Estructura del sistema de desempaquetado y alimentación (ESDA).

La estructura estará provista de tubos cuadrados DIPAC de 40X3, y para la verificación se lo realizara en el software SAP2000 en el cual se ingresara las siguientes cargas:

Tabla 3.45 Cargas muertas de la ESDA.

Caso	Dispositivo	Cant.	Peso (kg)	Carga1 (kg/mm)	Carga2 (kg/mm)
Carga Muerta (a)	Rampa	1	18.5	0.018	-
	Unid. Corte transversal	1	2.8	0.003	-
	Soldadura	-	0.6	0.001	-
Total (a)			21.9	0.022	-
Carga Muerta (b)	Riel	2	5.8	0.009	-
	Mec. Elevación	1	11.7	0.018	-
	Mec. Cadena	1	7	0.011	-
	Soldadura	-	0.7	0.001	-
Total (b)			25.2	0.038	-
Carga Muerta (c)	Tolva	1	30.25	0.034	0.046
	Soldadura	-	0.9	0.001	0.001
	Rodillos	3	5.4	0.006	0.008
	Exclusa	1	25	0.028	0.038
	Cilindro	1	0.8	0.001	0.001
Total (c)			63.35	0.071	0.096
CASO (1a)	Paquete	1	50	0.050	-
CASO (2a)	Paquete	1	50	0.076	-
CASO (3a)	Paquete	4	200	0.223	-

En la estructura se dispondrá tres casos de carga: La primera ocurrirá cuando el paquete esté bajando por la rampa de la unidad de corte longitudinal, la segunda será cuando el paquete este en la unidad de corte transversal, y la tercera cuando en la tolva se encuentre el amianto de cuatro paquetes desempaquetados. Se añadirá también una carga viva debido a sismos que es el caso más próximo que se puede dar, de este modo se tiene los siguientes resultados.

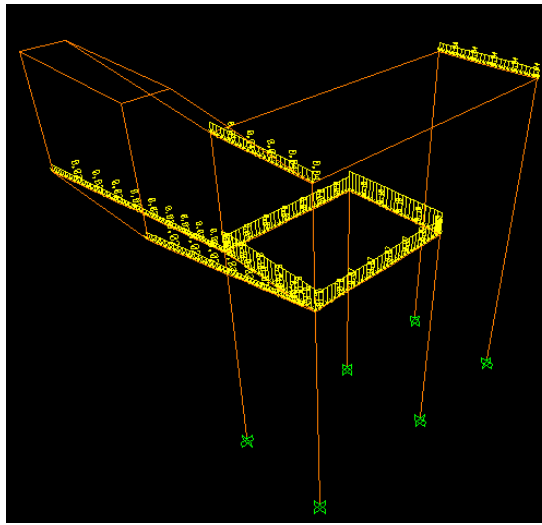


Figura 3.101 Asignación de cargas influentes en la ESDA.

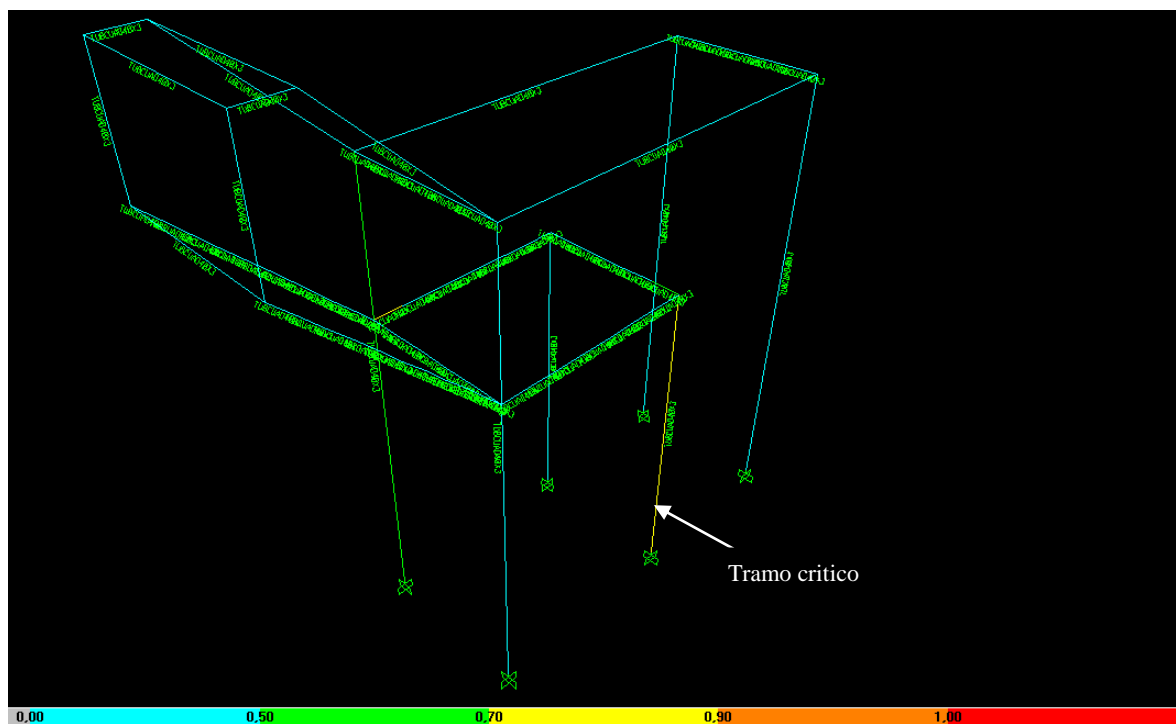


Figura 3.102 Código de colores de tensiones ESDA.

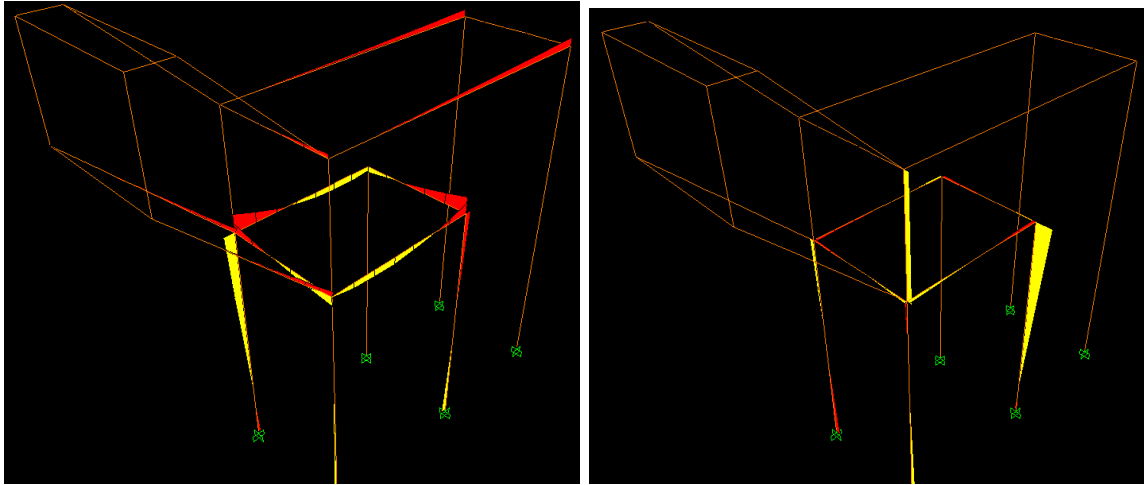


Figura 3.103 Diagramas de momentos flectores ESDA.

Como se puede apreciar en la Figura 3.102, las tensiones producidas no exceden el límite de fluencia del acero ASTM A36, por lo tanto este material es adecuado para la construcción de la estructura del sistema de desempaquetado y alimentación.

CAPÍTULO IV

4. SISTEMA NEUMÁTICO.

4.1 Diseño del sistema neumático.

4.1.1 Esquema y descripción del sistema neumático [11].

El esquema del circuito neumático ha sido diseñado en forma sencilla, de tal manera que cumpla con las secuencias de operaciones necesarias y se compone de los siguientes elementos:

A: Motor bidireccional de la banda transportadora.

B1, B2: Motor unidireccional para corte longitudinal.

C: Motor unidireccional para corte transversal.

D: Motor bidireccional para transportador de cadena.

E: Cilindro de doble efecto con amortiguación para desplazamiento motor corte transversal.

F: Cilindro de doble efecto con amortiguación para elevación del mecanismo de tijeras.

G1 –G6: Ventosas para levantar paquete de amianto.

EVA, EVD, EVF: Electroválvula direccional 5X3 biestable.

EVB, EVC, EVV: Electroválvula direccional 3X2 monoestable.

EVE: Electroválvula direccional 5X3 biestable.

b, d1, d2, f: Sensores de posición mecánico.

e1, f1: Sensores de proximidad.

f2: Sensor de presión.

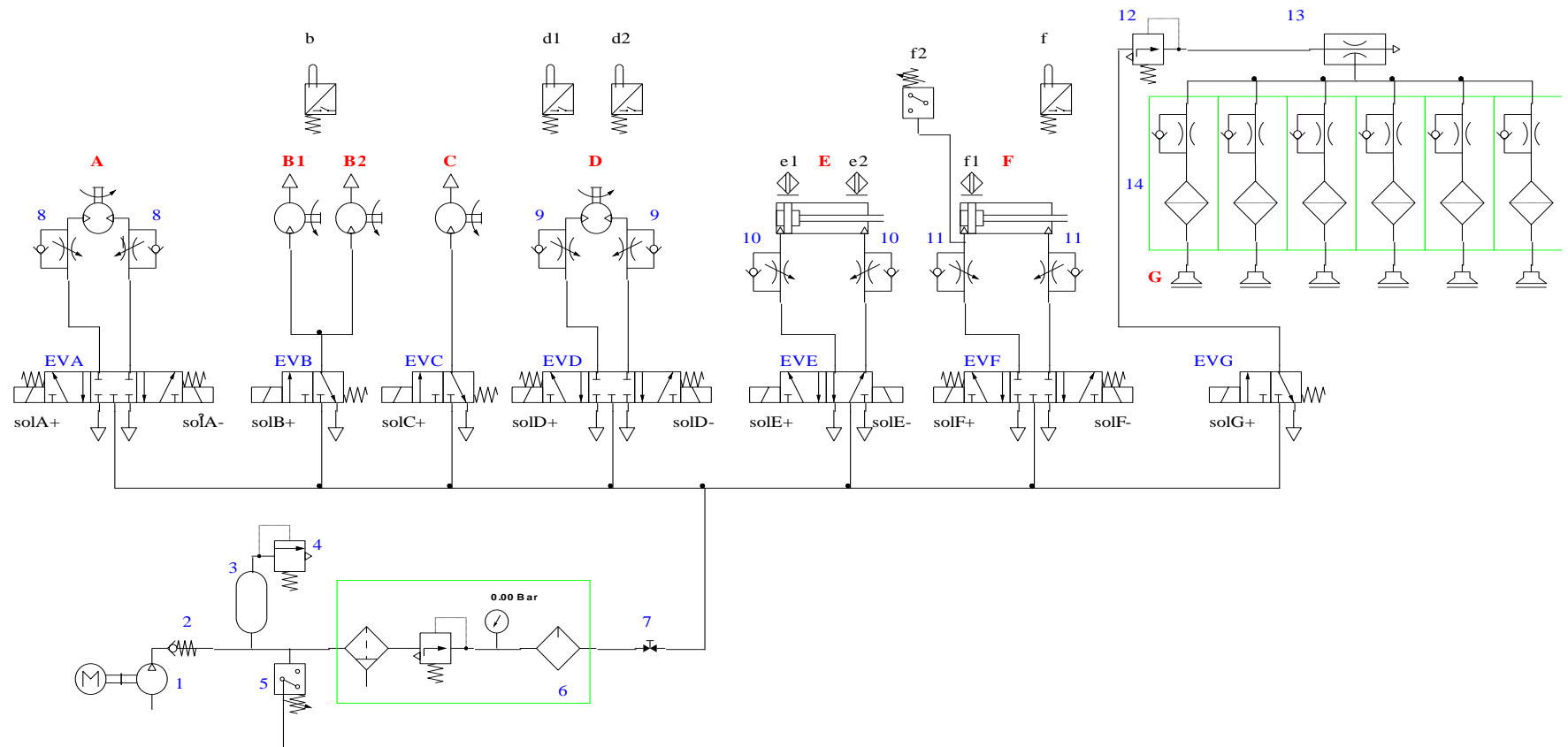


Figura 4.1 Diagrama del sistema neumático.

- 1: Compresor.
- 2,16: Válvula antirretorno con muelle de recuperación.
- 3: Depósito.
- 4: Válvula de seguridad.
- 5, 14: Presóstato.
- 6: UTM (filtro, indicador de presión, engrasador).
- 7: Válvula de cierre.
- 8, 9, 10, 11: Válvula de estrangulación ajustable con antiretorno.
- 12: Válvula reductora de presión.
- 13: Eyector.
- 14: Válvula de retención de vacío.

4.1.2 **Selección de cilindros [12].**

Las fuerzas a vencer por los cilindros fueron calculadas en los literales 3.2.2.1 y 3.2.4.4:

Tabla 4.1 Fuerzas requeridas para cada proceso.

Proceso	Fuerza (kg)
Cilindro de la unidad de corte transversal	25
Cilindro del mecanismo de elevación	68.8

Para el cálculo de los diámetros de los cilindros neumáticos se impone una presión normal de trabajo de 6 bares, la presión del sistema es tarada en el relief y se la podrá apreciar en el manómetro colocado junto a él.

Las fuerzas a vencer por los cilindros se ve también afectada por un factor de carga (λ) y un factor de rendimiento interno del cilindro por rozamiento de las juntas (μ), y viene expresado por:

$$Frc = \frac{F_{ct}}{\lambda * \mu} \quad (4.1)$$

Donde:

Frc: Fuerza a vencer por los cilindros.

F_{ct}: Fuerza requerida para el proceso de corte transversal.

λ: 0.7 Para aceleraciones normales; 0.4 y 0.5 Para aceleraciones grandes.

μ: 0.8 y 0.9 Proporcionado por el fabricante.

De este modo para el cilindro de la unidad de corte transversal se tiene:

$$Frc = \frac{25}{0.7 * 0.89} = 40.13 \text{ kg}$$

El diámetro de la camisa interior del cilindro viene dado por:

$$Frc = A_{cic} \cdot p \quad (4.2)$$

Donde:

A_{cic}: Área de la camisa interior del cilindro.

p: Presión normal de trabajo = 6 bar = 0.061 kg/mm².

Despejando en la Ecuación 4.2, se obtiene el diámetro de la camisa interior del cilindro:

$$dcic = \sqrt{\frac{4 * Frc}{\pi * p}} \quad (4.3)$$

$$dcic = \sqrt{\frac{4 * 40.13}{\pi * 0.061}} = 28.94 \text{ mm}$$

El proceso de cálculo para el otro de diámetros del cilindro es el mismo, y los resultados se resumen en la siguiente tabla:

Tabla 4.2 Diámetros de cilindros requeridos.

	F (kg)	F _{rc} (kg)	dcic (mm)
Cilindro unidad de corte transversal	25	35.71	28.94
Cilindro mecanismo de elevación	68.8	110.43	48.01

La denominación para cilindros normalizados DNCB según ISO 15552 viene dado por:

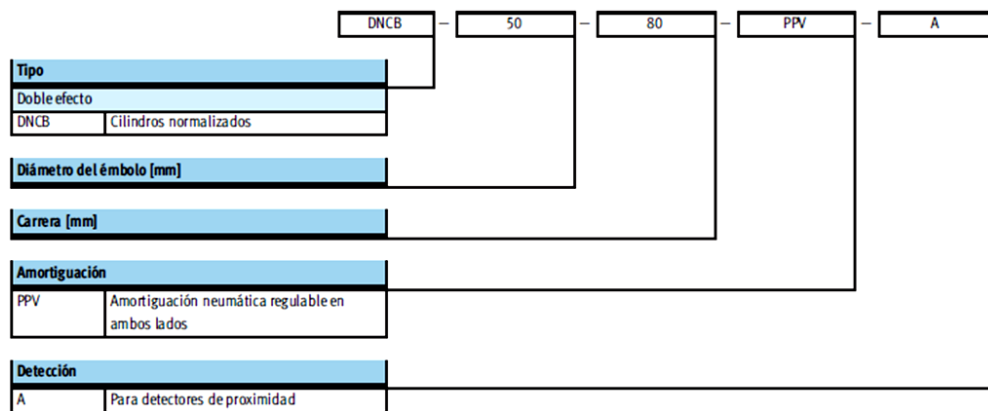


Figura 4.2 Denominación de cilindros según ISO 15552.

Del catálogo FESTO de cilindros neumáticos (**Anexo F**) para una presión de trabajo de 6 bares y según los diámetros requeridos de los cilindros que se observan en la Tabla 4.2, se escoge los cilindros de doble efecto cuya denominación es:

Cilindro de la unidad de corte transversal: **DNCB-32-400-PPV-A** Montaje (Pies de fijación HNC 32).

Cilindro del mecanismo de elevación: **DNCB-50-100-PPV-A** Montaje (Pies de fijación HNC 50), Cabezal para vástago (Cabeza de rotula SGS M16x1.5)

4.1.3 Selección de motores.

Como parámetro para la selección se requiere la velocidad a la que debe trabajar el motor y el par para esa velocidad. La combinación de ambas variables nos indicará la potencia del motor. Entre todos los motores posibles que den las características que se busca hay que elegir el que de máxima potencia para los valores buscados. Se seleccionará motores fabricados por NEUMAC.

El par necesario y la velocidad para el tambor motriz de la banda transportadora y el transportador de cadena fueron calculados en el literal 3.1.9.4.1 y 3.2.3.4 respectivamente como se indica en la siguiente tabla:

Tabla 4.3 Potencia de accionamiento para cada proceso.

Proceso	Potencia (CV)	Par (N.m)	Velocidad (rpm)
Accionamiento tambor motriz	0.37	181.7	14.3
Accionamiento catalina motriz	0.02	1.7	260

Se procede a encontrar la potencia motriz necesaria para mover la banda transportadora que servirá para determinar si esta en el rango de curva del motor (**Anexo G1**).

$$P_m = \frac{P_a}{\eta_{mn}} \quad (4.4)$$

Donde:

P_m : Potencia motriz necesaria.

P_a : Potencia de accionamiento.

η_{mn} : Eficiencia de un motor neumático [0.89].

$$P_m = \frac{0.37CV}{0.89} = 0.42CV$$

Con la potencia indicada y los valores del par y velocidad se selecciona un motor neumático reversible **NEUMAC 4NR-007**

De la misma manera se procede a encontrar la potencia motriz necesaria para mover la catalina de la cadena que servirá para determinar si esta en el rango de curva del motor (**Anexo G2**).

$$P_m = \frac{0.02}{0.89} = 0.023 CV$$

Con la potencia indicada y los valores del par y velocidad se selecciona un motor neumático reversible **NEUMAC MAR-05/14 (Anexo G3)**.

4.1.4 Selección de ventosas [13].

La ventosa es el elemento final utilizado en la manipulación por vacío. Constituye un sistema eficaz, simple y económico para el movimiento del material más variado, y son por tanto una alternativa frente a métodos de manipulación más complicados y costosos.

La ventosa puede elevar, trasladar y coger objetos de peso variable, desde pocos gramos a decenas de Kg.

4.1.4.1 Tipo de ventosa.

La selección del tipo de ventosa se la puede hacer según:

- La forma geométrica.
- La compatibilidad del material.
- Otras indicaciones.

4.1.4.1.1 Forma geométrica.

Para seleccionar el tipo de ventosa según la forma geométrica se tiene:





Superficies no deformables		Planas no nervadas
Superficies fácilmente deformables		Planas nervadas
Superficies curvas		Hondas cóncavas
Superficies inclinadas y compensaciones de altura		Fuelle

Figura 4.3 Tipos de formas geométricas de una ventosa.

Se elige una ventosa de forma **plana nervada**, ya que el paquete tiene una superficie fácilmente deformable.

4.1.4.1.2 Compatibilidad del material.

El material para ventosas que propone el fabricante SMC se cita en la tabla a continuación:

Tabla 4.4 Materiales de la ventosa.

Material	Aplicaciones
NBR	Transporte de piezas en general, cartón corrugado, placa chapada de madera, placa de acero y otros
Silicona	Semiconductor, extracción desde fundición, pieza fina, procesador alimenticio
Uretano	Cartón corrugado, placa de acero, placa chapada en madera
Goma fluorada	Piezas químicas
NBR conductivo	Pieza en general de semi-conductor (Resistencia de electricidad estática)
Silicona conductiva	Semi-conductor (Electricidad estática)

Se selecciona un material NBR para la ventosa

Tabla 4.5 Pruebas que ha sido sometido el material NBR.

	Estabilidad
Fuerza de tensión	B
Elongación	A
Prueba sometida contra:	
Gasolina	B
Benzol	C
Disolvente (tolueno)	C
Disolvente (alcohol)	A
Intemperie	B
Ozono	C
Calor	B
Frío	C
Desgaste	A
Rotura	B
Agua	B

A: Pequeña o ninguna influencia.

B: Bueno y resistente, sujeto a condiciones.

C: Incompatible.

Los casos donde el material de la ventosa es incompatible (C) no forman parte del proceso de desempaqueado, es así que el material con el que está hecha la ventosa es idóneo para el proceso

4.1.4.1.3 Otras indicaciones.

Mediante el **Anexo H1** se podrá tener criterios para la selección del diámetro que deberá tener la ventosa.

Se seguirán las observaciones citadas para piezas delgadas, ya que el amianto viene en paquetes de papel, y se deberá tomar muy en cuenta para que la ventosa no dañe la envoltura del paquete y pueda producirse rotura antes del desempaquetado.

4.1.4.2 Diámetro necesario de la ventosa.

Se deberá proponer un diámetro de ventosa el cual satisfaga plenamente a las dimensiones y al número de ventosas distribuidas en el área del paquete según las observaciones del **Anexo H1**.

Por lo tanto se impone un diámetro comercial de ventosa de 100mm

4.1.4.3 Denominación de la ventosa.

Una ventosa, en la mayoría de los casos, está compuesta de GOMA (parte que entra en contacto con la pieza a manipular) y RACOR (parte metálica que constituye el cuerpo de la ventosa y permite su conexión).

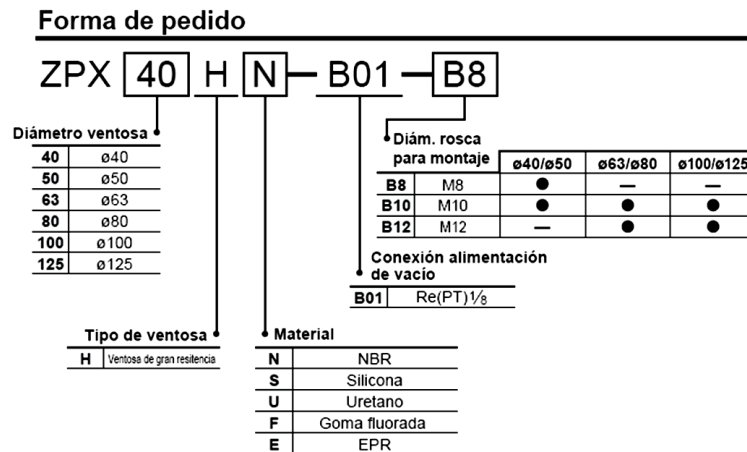


Figura 4.4 Denominación de una ventosa SMC.

Bajo esta denominación, se elige una ventosa **ZPX 100 H N B01 B10** (ver **Anexo H2**)



Características técnicas estándar

Montaje	Sentido de alimentación de vacío	Lateral
	Conexión	Rosca hembra
	Diámetro de la rosca	M8 /M10
	Ø40, Ø50	M10 /M12
	Ø63, Ø80	M10/M12
	Ø100, Ø125	M10/M12
Conexión alimentación de vacío		Rc(PT) 1/8

Tipo de ventosa

Diámetro ventosa (mm)	ø40, ø50, ø63, ø80, ø100, ø125
Material (color)	NBR (Negro), silicona (Blanco), Uretano (Marrón), Goma fluorada (Negro con marca F), EPR (Negro con marca E)
Dureza	NBR/Silicona/EPR (50°), uretano/goma fluorada (60°)

Figura 4.5 Ventosa ZPX conexión lateral sin telescópico SMC.

4.1.4.4 Presión de vacío (Pv).

Para hallar la presión de vacío, se lo realiza mediante la siguiente Ecuación:

$$P_v = \frac{4}{\pi * D_v^2} * \frac{760}{1.03} * \frac{W}{n} * \eta * 100 \text{ [mmHg]} \quad (4.5)$$

Donde:

n: Número de ventosas.


W: Peso de la pieza [kg].

η: Coeficiente de seguridad.

D_v: Diámetro de la ventosa [mm].

Se utilizarán seis ventosas para transportar al paquete de 50 kg.

Tabla 4.6 Coeficiente de seguridad “η”.

		Estático	Dinámico
Elevación horizontal		≥ 2	≥ 4

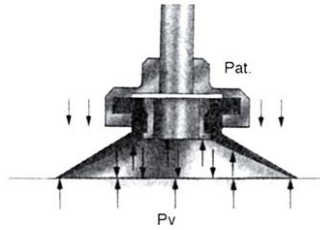


Figura 4.6 Diagrama de presiones que actúan en la ventosa.

Como se tiene el caso de elevación horizontal, se toma una $\eta = 8$, de esta manera se obtiene:

$$P_v = \frac{4}{\pi * 100^2} * \frac{760}{1.03} * \frac{50}{6} * 8 * 100 = 626.32 \text{ mmHg} = 0.84 \text{ bar}$$

4.1.4.5 Fuerza de sujeción.

La fuerza de sujeción teórica que realiza una ventosa, viene determinada por la diferencia de presión entre la atmósfera y el interior de la ventosa multiplicada por el área efectiva de la misma. Cuanto mayor es la depresión en el interior de la ventosa, mayor es la fuerza ejercida en el exterior debido a la presión que la rodea.

$$F_T = (P_{\text{atm}} - P_v) * \frac{\pi * D_v^2}{4 * 100} * 9.81 \text{ [N]} \quad (4.6)$$

Donde:

P_{atm} : Presión atmosférica $\left[\frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}\right]$ absoluta.

F_T : Fuerza teórica [N].

O también:

$$F_T = \frac{P_v}{760} * \frac{\pi * D_v^2}{4 * 100} * 1.033 * 9.81 \text{ [N]} \quad (4.7)$$

Remplazando los valores ya encontrados se tiene:

$$F_T = \frac{626.32}{760} * \frac{\pi * 100^2}{4 * 100} * 1.033 * 9.81$$

$$F_T = 655.9 \text{ N} = 66.93 \text{ kg}$$

La fuerza real de elevación viene dada por:

$$F_R = F_T * \frac{1}{\eta} \text{ [N]} \quad (4.8)$$

$$F_R = 655.9 * \frac{1}{8} = 81.99 \text{ N}$$

4.1.4.6 Selección del generador de vacío.

Para seleccionar el generador de vacío se lo deberá hacer con el valor de la presión del sistema (6 bares), es así que para esta presión según la curva (15) del **Anexo II** se tiene una presión de vacío de 0.82 bares y como la presión calculada de vacío es de 0.84 bar el generador de vacío es el adecuado.

El código para el pedido de estos generadores de vacío se detalla en el **Anexo I2**, por lo tanto se selecciona un generador de vacío **VN-30-L-T3-PQ2-VA4-RO1**, el cual tiene un tiempo de evacuación muy corto que es un factor muy importante para la automatización.

4.1.5 Selección del compresor [14].

Para seleccionar el compresor se necesitan los datos de la potencia máxima de trabajo y el flujo volumétrico de consumo.



Figura 4.7 Compresor ATLAS COPCO GA 18 100.

4.1.5.1 Cálculo de caudales.

Para el motor neumático de la banda transportadora “A”, mediante los datos de placa provistos en el **Anexo G3** se tiene que el caudal a máxima potencia (2.38 CV) es de 2700 l/min.

$$\dot{V}_A = 2.7 \frac{\text{m}^3}{\text{min}}$$

Para los motores neumático de corte longitudinal “B”, mediante los datos de placa provistos en el **Anexo G4** se tiene que el caudal es de 250 l/min, pero como son dos motores se tendrá un consumo de aire de 500 l/min

$$\dot{V}_B = 0.5 \frac{\text{m}^3}{\text{min}}$$

Para el motores neumático de corte transversal “C” mediante los datos de placa provistos en el **Anexo G4** se tiene que el caudal es de 250 l/min

$$\dot{V}_C = 0.25 \frac{\text{m}^3}{\text{min}}$$

Para el motor neumático del transportado de cadena “D”, mediante los datos de placa provistos en el **Anexo G2** se tiene que el caudal a máxima potencia es de 480 l/min, por lo tanto:

$$\dot{V}_D = 0.48 \frac{\text{m}^3}{\text{min}}$$

El flujo volumétrico para un cilindro viene dado por:

$$\dot{V}_{\text{salida}} = \left[\frac{\pi}{4} d_{\text{cic}}^2 \right] * L_c * \frac{P_{\text{abs (sistema)}}}{P_{\text{atm}}} * Z_c \quad (4.9)$$

$$\dot{V}_{\text{retorno}} = \left[\frac{\pi}{4} (d_{\text{cic}}^2 - d_v^2) \right] * L_c * \frac{P_{\text{abs (sistema)}}}{P_{\text{atm}}} * Z_c \quad (4.10)$$

Donde:

d_v : Diámetro del vástago.

L_c : Carrera del cilindro.

$p_{abs} \text{ (sistema)}$: Presión absoluta del sistema.

Z_c : Número de ciclos por minuto [ciclos/min].

Para la presión absoluta del sistema se deberá considerar un factor de seguridad del 25%

$$p_{abs} \text{ (sistema)} = p_{max} + 25\% + 1\text{atm} \quad (4.11)$$

$$p_{abs} \text{ (sistema)} = 6 + 0.25 * 6 + 1 = 8.5 \text{ atm}$$

Para el cilindro de corte transversal “E” se tiene:

$$\dot{V}_{E\text{salida}} = \left[\frac{\pi}{4} 0.032^2 \right] * 0.4 * \frac{(8.5)}{1} * 6 = 0.016 \frac{\text{m}^3}{\text{min}}$$

$$\dot{V}_{E\text{retorno}} = \left[\frac{\pi}{4} (0.032^2 - 0.01^2) \right] * 0.4 * \frac{(8.5)}{1} * 6 = 0.015 \frac{\text{m}^3}{\text{min}}$$

Para el cilindro del mecanismo de elevación “F” se tiene:

$$\dot{V}_{F\text{salida}} = \left[\frac{\pi}{4} 0.063^2 \right] * 0.1 * \frac{(8.5)}{1} * 18 = 0.048 \frac{\text{m}^3}{\text{min}}$$

$$\dot{V}_{F\text{retorno}} = \left[\frac{\pi}{4} (0.063^2 - 0.016^2) \right] * 0.1 * \frac{(8.5)}{1} * 18 = 0.045 \frac{\text{m}^3}{\text{min}}$$

Para el generador de vacío de las ventosas “13”, y mediante las curvas del **Anexo I3** se tiene un flujo volumétrico de 480 l/min, por lo tanto:

$$\dot{V}_{13} = 0.48 \frac{\text{m}^3}{\text{min}}$$

Una vez calculado el consumo de aire de cada uno de los actuadores se procede a encontrar el consumo máximo de aire máximo mediante la siguiente figura que servirá para la selección del compresor.

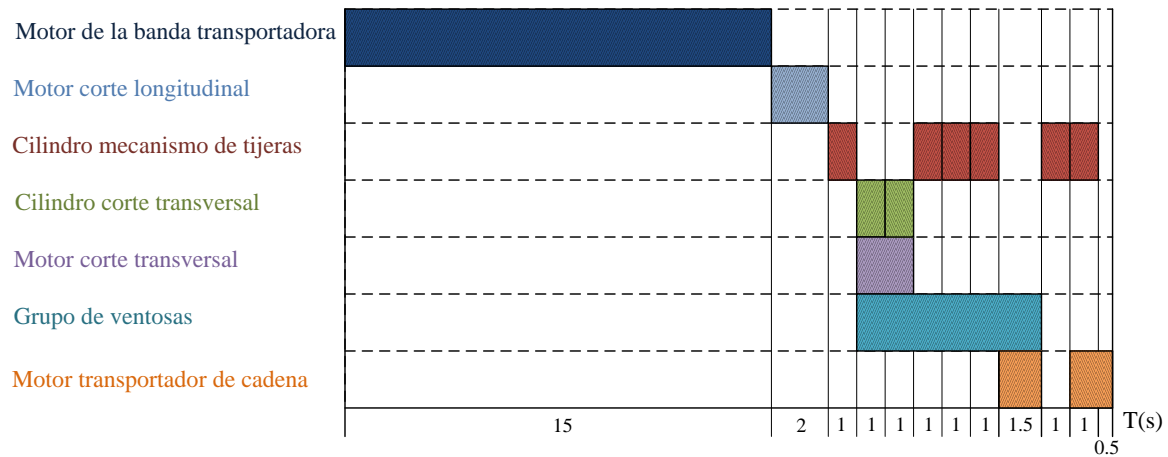


Figura 4.8 Diagrama de tiempos.

Según el diagrama de tiempos se tiene que al mismo tiempo están trabajando tres actuadores, lo que da una suma de caudales de $0.746 \text{ m}^3/\text{min}$, pero aun así no supera el consumo requerido por el motor neumático de la banda transportadora que es de $2.7 \text{ m}^3/\text{min}$

Por lo tanto el flujo volumétrico total será;

$$\dot{V}_T = \dot{V}_A + \dot{V}_{\text{accesorios}} \quad [4.10]$$

$$\dot{V}_{\text{accesorios}} = 12\%(\dot{V}_A) \quad [4.11]$$

$$\dot{V}_{\text{accesorios}} = 0.12(2.7) = 0.32 \frac{\text{m}^3}{\text{min}}$$

$$\dot{V}_T = 2.7 + 0.32 = 3.02 \frac{\text{m}^3}{\text{min}} = 181.2 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

4.1.5.2 Cálculo de la potencia absorbida.

De acuerdo al diseño de un compresor, este se lo considera como una máquina adiabática y su potencia esta dado por la siguiente ecuación:

$$P_{ot} = \frac{k}{k-1} * p_1 \cdot \dot{V}_T \left[\left(\frac{p_s}{p_d} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \quad [4.12]$$

Donde:

P_{ot} : Potencia absorbida.

k : Constante adiabática (C_p/C_v) [1.4].

p_s : Presión absoluta de succión [1 atm].

p_d : Presión absoluta de descarga [7 atm].

\dot{V}_T : Flujo volumétrico total.

$$P_{ot} = 1534.3 \frac{\text{kg} \cdot \text{m}}{\text{s}} = 20.2 \text{ HP}$$

4.1.5.3 Selección del tipo de compresor.

Para seleccionar el tipo de compresor necesario para el sistema se dispone de una gráfica tomada del Diplomado Electromecánica. **E.U.P.M.** Curso de Neumática. **U.P.C.** Prof. J.J. de Felipe Blanch.

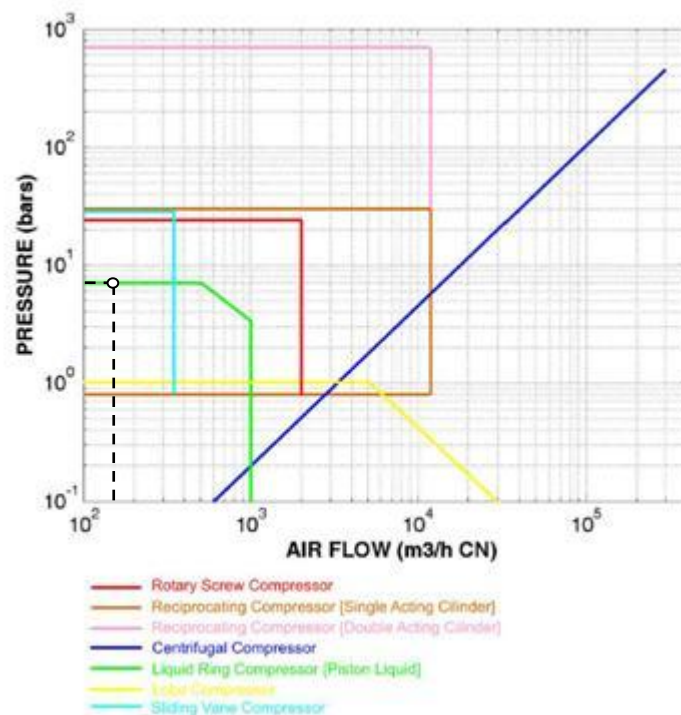


Figura 4.9 Monograma para la selección del compresor.

Según el monograma de seleccionar del tipo compresor, mediante el flujo de aire calculado ($181.2 \text{ m}^3/\text{h}$) y la potencia absorbida de 20.2 HP se selecciona un compresor rotatorio de tornillo (ver **Anexo J**).

Por lo tanto, se selecciona un compresor ATLAS COPCO GA 18 125.

4.1.6 Verificación del depósito.

Aunque no existe una norma general de cómo ha de dimensionarse los depósitos, sí es cierto que deberían diseñarse en función de la demanda y del tamaño del compresor, utilizando los arranque por hora y los tiempos máximos de funcionamiento del compresor como parámetros de diseño.

$$V_{\text{deposito}} = \frac{\dot{V}_{\text{consumo}} * t * p_{\text{atm}}}{(p_1 - p_2)} \quad [4.13]$$

Donde:

V_{deposito} : Volumen del depósito.

\dot{V}_{consumo} : Requerimiento de aire del sistema [$3.02 * 0.15 = 0.45 \text{ m}^3/\text{min}$].

t: Tiempo que transcurre desde la máxima presión a la mínima de operación.

p_1 : Presión máxima de operación [8.5 atm].

p_2 : Presión mínima de operación [7 atm].

$$V_{\text{deposito}} = \frac{0.45 * 2 * 1}{(8.5 - 7)} = 0.45 \text{ m}^3 = 450 \text{ l}$$

Como el tanque del compresor Atlas Copco GA 18 100 es de 500 l el cual es mayor al calculado, el tanque del compresor es el adecuado.

4.1.7 Selección de la unidad de mantenimiento.

Este aditamento está compuesto por un filtro de partículas de baja eficiencia, un regulador con manómetro y un lubricador; su función principales es la de acondicionar una corriente

determinada para su uso en una máquina. El filtro de partículas sirve para eliminar algunos contaminantes de tipo sólido, el regulador se encarga de disminuir la presión y el lubricador dosifica una cantidad requerida en algunas ocasiones por el equipo.

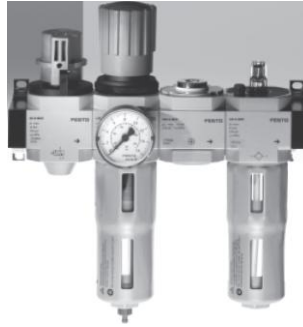


Figura 4.10 Unidad de mantenimiento.

La unidad de mantenimiento representa una combinación de los siguientes elementos:

- Filtro de aire comprimido.
- Regulador de presión.
- Lubricador de aire comprimido.

El caudal total de aire es decisivo para la elección del tamaño de unidad. Si el caudal es demasiado grande, se produce en las unidades una caída de presión demasiado grande. Por eso, es imprescindible respetar los valores indicados por el fabricante (**Anexo K1**).

Por lo tanto con el caudal de aire del sistema 3020 l/min se selecciona una unidad de mantenimiento según el código para pedido (**Anexo K2**) **FRC-1/2-D-5M-D1-MAXI-A**.

4.1.8 Selección de la válvula de cierre.

Se dispondrá de una válvula de cierre en el sistema, la que servirá para quitar de aire presurizado de las tuberías para un posible cambio o mantenimiento de alguno de los dispositivos.



Figura 4.11 Válvula de cierre.

Por lo tanto con el caudal de aire del sistema (3020 l/min) se selecciona una válvula de cierre según el código para pedido (**Anexo L**) QH-QS4-1/4

4.1.9 Selección de electroválvulas direccionales.

Las electroválvulas direccionales presentes en el sistema, servirán para tener un control de movimiento en los actuadores, este control estará dado por los solenoides presentes en cada válvula, las cuales serán accionadas eléctricamente para que circule el aire presurizado hacia los actuadores.



Figura 4.12 Electroválvula direccional.

Para la selección de válvulas direccionales, se la deberá realizara con los caudales respectivos que circulan por las mismas, de este modo se selecciona según el (**Anexo M1 a M5**):

Tabla 4.7 Selección de válvulas direccionales.

Electroválvula de:	Cód. Circ.	Cant.	Caudal l/min	Tipo	Código de pedido
Motor banda transportadora	EVA	1	1000	5X3	CPE18-M1H-5/3G-QS-10
Motor disco de corte longitudinal	EVB	1	500	3X2	CPE14-M1BH-3Gl-QS-6
Motor disco de corte transversal	EVC	1	250	3X2	CPE10-M1BH-3GL-QS-6
Motor transportador de cadena	EVD	1	480	5X3	CPE14-M1BH-5/3G-QS-6
Cilindro de corte longitudinal	EVE	1	31	5X2	CPE10-M1BH-5J-M5
Cilindro mecanismo de elevación	EVF	1	92	5X3	CPE10-M1BH-5/3G-M5-B
Grupo de ventosas	EVV	1	480	3X2	CPE14-M1BH-3Gl-QS-6

4.1.10 Selección de válvulas reguladoras de caudal.

Las válvulas reguladoras de caudal presentes en el sistema, servirán para tener un control de velocidad en los actuadores, este control se lo hará manipulando manualmente la perilla de la válvula por el operario, según la velocidad que este requiera para el proceso. La válvula está compuesta de un estrangulador de caudal en paralelo con una válvula antirretorno.



Figura 4.13 Válvula reguladora de caudal.

Para la selección de válvulas reguladoras de caudal se la debe realizar con los caudales respectivos que circulan por las mismas, de este modo se selecciona según el (Anexo N).

Tabla 4.8 Selección de válvulas reguladoras de caudal.

Regulador de caudal de:	Cód. Circ.	Cant.	Caudal l/min	Código de pedido
Motor banda transportadora	8	2	1000	GRLA-y-QS-8-D
Motor transportador de cadena	9	2	480	GRLA-1/4-QS-8-D
Cilindro de corte longitudinal	10	2	31	GRLZ-M5-QS-4-D
Cilindro mecanismo de elevación	11	2	92	GRLZ-M5-QS-4-D

4.1.11 Selección de válvulas antirretorno.

Para la selección de válvulas antirretorno se la debe realizar con los caudales respectivos que circulan por las mismas, de este modo se selecciona según el (Anexo O1-O3).

Tabla 4.9 Selección de válvulas antirretorno.

Válvula antirretorno de:	Cód. Circ.	Cant.	Caudal l/min	Código de pedido
Sistema	2	1	3020	H-1/2-B
Grupo de ventosas	16	1	80	HA-M5-QS-4

4.1.12 Selección de tuberías.

En el sistema se dispondrá de tres tipos de tuberías:

- Tubería principal
- Tubería secundaria
- Tubería de servicio

Tubería Principal.- Saldrá del compresor y conducirá todo el aire que consume el sistema, deberá tener mayor sección posible para evitar pérdidas de presión.

Tubería secundaria.- Se deriva de la tubería principal para conectarse con las tuberías de servicio.

Tubería de servicio.- En esta tubería se conectarán los actuadores, procurando no compartir más de tres la misma. En sus extremos se dispondrá de conectores rápidos.

Para una selección real de la tubería se la debería hacer con las pérdidas debido a la longitud de la tubería y accesorios, es por esta razón que se tomará la tubería de servicio en relación al actuador que mayor consumo de aire requiere que para este caso es de 3/4 in, por tanto para la tubería principal tendrá un diámetro de 1 ½ in

CAPÍTULO V

5. SISTEMA DE AUTOMATIZACIÓN Y CONTROL.

5.1 Diseño del circuito del tablero de control.

El panel de control será la comunicación entre operador y sistema, y de este dependerá los movimientos elocuentes del sistema. Dispondrá de un selector para el cual el operador podrá definir el proceso de desempaquetado en modo automático y manual. Para el modo automático se dispondrá de un PLC el cual utiliza menos espacio y cuesta menos que los paneles de relés medianos y largo tamaño.

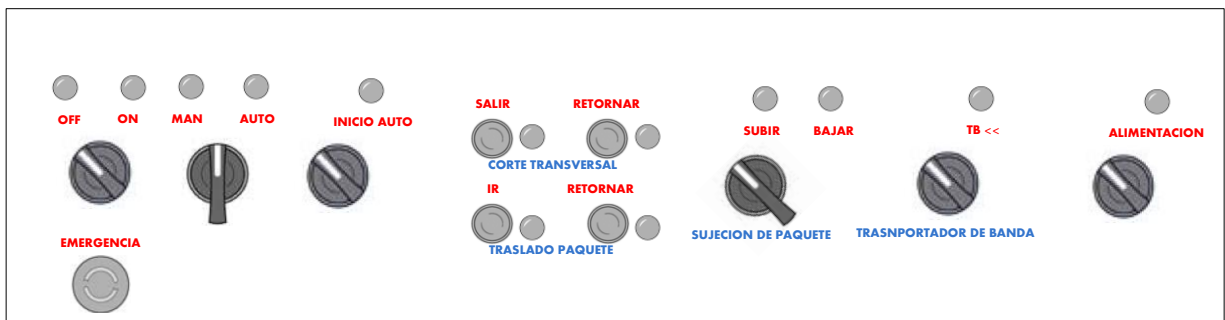


Figura 5.1 Tablero de control.

5.1.1 Circuito eléctrico.

5.1.1.1 Circuito de potencia.

En el circuito de potencia se realizarán las conexiones de los motores eléctricos del ventilador y la esclusa, los culés tienen un arranque directo. La alimentación para ambos motores se la hará a través de una red trifásica de 220V y su control dependerá del llenado de la tolva con amianto, mediante sensores de nivel para sólidos, en este caso amianto.

5.1.1.2 Circuito de control.

El circuito de control tendrá una alimentación de 24 VDC para energizar los solenoides de las electroválvulas, en este circuito se detallan todos los controles que dispondrá el tablero, además de los contactos de los relés que se activarán al momento de energizar las bobinas por medio del PLC.

El circuito de control para los motores de la esclusa y el ventilador tendrá una alimentación de 220 VDC para energizar las bobinas de los contactores, contará además de un selector para encendido y apagado, y un contacto del sensor de nivel para que de manera independiente activen los motores cuando detecte un nivel superior.

5.1.1.3 Circuito de conexiones del PLC.

El PLC estará alimentado por una fuente de 24 VDC/2.5A, y protegido mediante fusibles.

Las salidas se las conectarán en primera instancia a borneras mediante cables sólidos delgados con sus respectivas numeraciones, para que así a la salida de las borneras se pueda cablear a los relés con cable conector axial M14X 5pin. Las bobinas de los relés estarán protegidas por medio de fusible y recibirán una alimentación de 220VAC, y a través de sus contactos se conectarán las electroválvulas de 24VDC.

Las entradas al igual que las salidas se conectarán a borneras mediante cables sólidos delgados con sus respectivas numeraciones, para que así a la salida de las borneras se pueda cablear a los sensores o finales de carrera las cuales darán señales al PLC de 24VDC. Cada línea de conexión tendrá su respectiva numeración, con esto se detectará fácilmente cualquiera que sea la falla.

La protección de las salidas del PLC se las realizará mediante fusibles de 2 A que es la máxima intensidad que soporta el mismo.

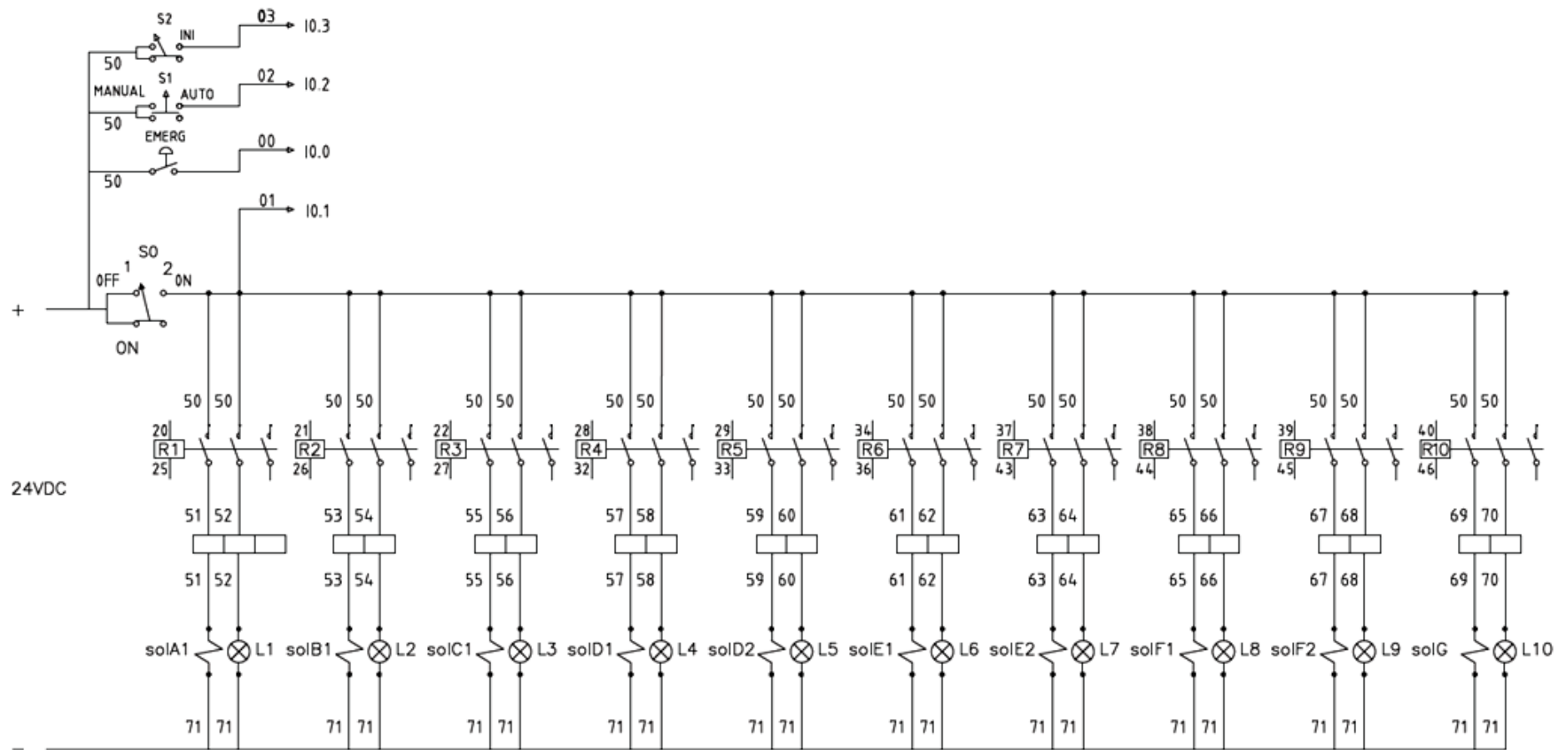


Figura 5.2 Circuito de control PLC.

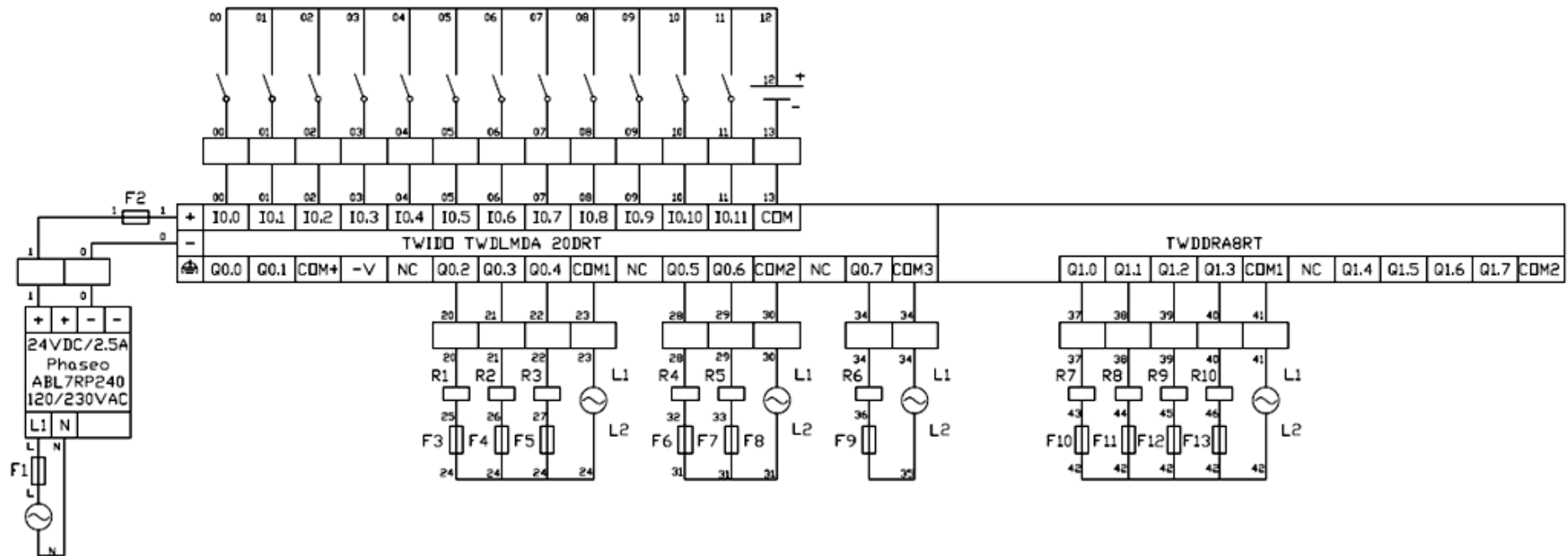


Figura 5.3 Circuito de conexiones del PLC y módulo de ampliación.

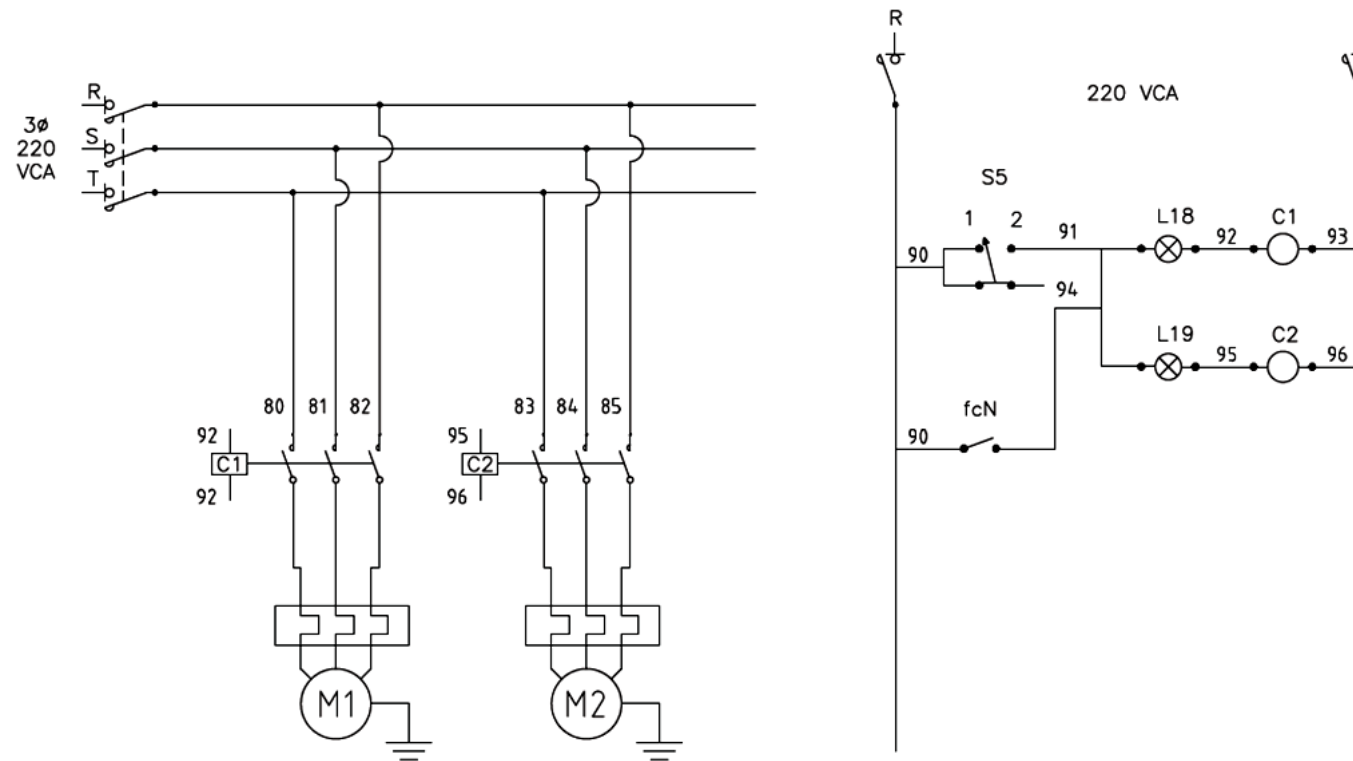


Figura 5.4 Circuito de potencia y control para motores del ventilador y esclusa.

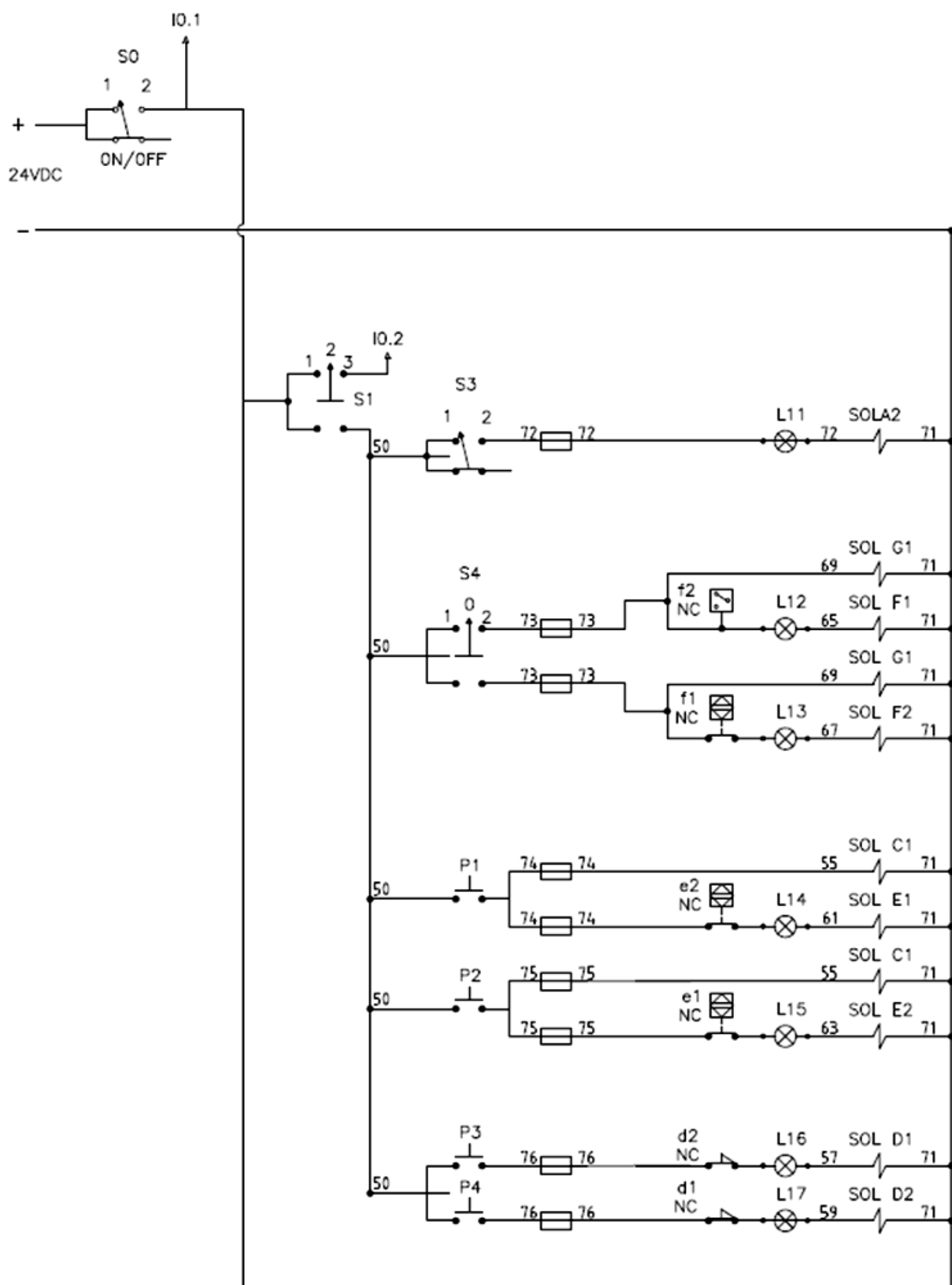


Figura 5.5 Circuito de control para modo manual.

5.1.2 Programación del PLC para modo automático.

Se utilizará un PLC **TWIDO TWDLMDA 20DRT**, este es un autómata compacto de 24 VDC de alimentación, 12 entradas de 24VDC y 8 salidas de relé de 2 amperios cada una. Además se utiliza un módulo de ampliación **TWDDRA8RT** con 8 salidas de relé de 2A.

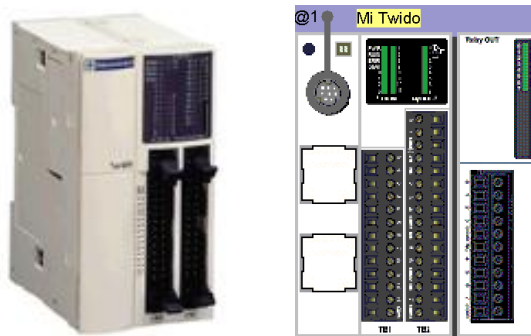


Figura 5.6 PLC TWIDO TWDLMDA 20DRT.

Las señales de entrada y salida que se asignan al PLC se detallan en la siguiente tabla:

Tabla 5.1 Asignación de direcciones para el PLC.

E/S		TAG	Descripción
Entrada	I0.0	EMERG	Pulsador para paro de emergencia
Entrada	I0.1	ON	Selector ON/OFF
Entrada	I0.2	AUTO	Selector de posición Manual /Automático
Entrada	I0.3	INI	Selector inicio de ciclo automático
Entrada	I0.4	B	Sensor de posición corte longitudinal
Entrada	I0.5	F0	Sensor de posición mecanismo de tijeras
Entrada	I0.6	F1	Sensor de proximidad cilindro mecanismo de tijeras (retorno)
Entrada	I0.7	F2	Sensor de presión cilindro mecanismo de tijeras (ida)
Entrada	I0.8	E1	Sensor de proximidad cilindro corte transversal (retorno)
Entrada	I0.9	E2	Sensor de proximidad cilindro corte transversal (ida)
Entrada	I0.10	D2	Sensor de posición transportador de cadena (ida)
Entrada	I0.11	D1	Sensor de posición transportador de cadena (retorno)
Salida	Q0.2	solA1	Solenoides de EVA motor tambor motriz a derechas
Salida	Q0.3	solB1	Solenoides de EVB motor disco de corte L
Salida	Q0.4	solC1	Solenoides de EVC motor disco de corte T
Salida	Q0.5	solD1	Solenoides de EVD motor ida transportador cadena
Salida	Q0.6	solD2	Solenoides de EVD motor retorno transportador cadena
Salida	Q0.7	solE1	Solenoides de EVE cilindro ida corte transversal
Salida	Q1.0	solE2	Solenoides de EVE cilindro retorno corte transversal
Salida	Q1.1	solF1	Solenoides de EVF cilindro bajada mecanismo de tijeras
Salida	Q1.2	solF2	Solenoides de EVF cilindro subida mecanismo de tijeras
Salida	Q1.3	solG1	Solenoides de EVG ventosa en succión

Los controles para modo manual no irán asignados a las entradas del PLC, ni tampoco el control del ventilador y la esclusa con esto se garantiza poder seguir maniobrando el sistema por si de pronto se dañase el PLC.

Para iniciar con el proceso de modo Automático, el operario deberá poner en ON al selector para energizar todos los circuitos y esperar la orden de secuencias que dará el PLC. El selector de tres posiciones con MANUAL, 0 y AUTOMÁTICO permitirá habilitar el circuito de control manual o el circuito de control automático, al seleccionar la posición MANUAL desactivará el circuito automático y viceversa. Para que inicie el sistema a modo automático, deberán estar todos los actuadores en la posición inicial, caso contrario no se ejecutara ninguna acción, con esto se garantiza que se ejecuten todos los procesos y no falle alguno por un atrancamiento al momento de leer el programa por el PLC debido a una no detección de alguno de los sensores. Una vez que estén todos los actuadores en la posición inicial, el operario moverá el selector a la posición de INICIO para que ahora si empiece el ciclo de ejecución, que se detalla mediante un GRAFCET de primer nivel. Como medida adicional de seguridad se dispondrá de un botón de PARO DE EMERGENCIA, el cual bloqueará de manera inmediata las secuencias dispuestas por el modo automático.

5.1.2.1 GRAFCET.

El GRAFCET (Graphe de Commande Etape-Transition) es un diagrama funcional que describe la evolución del proceso que se quiere automatizar. Está definido por unos elementos gráficos y unas reglas de evolución que reflejan la dinámica del comportamiento del sistema. Actualmente es una herramienta imprescindible cuando se trata de automatizar procesos secuenciales de cierta complejidad con autómatas programables, aunque serviría para reflejar cualquier proceso secuencial. El GRAFCET puede usarse a nivel de programador para identificar fácilmente las diferentes partes que formarán el programa de usuario y más tarde pasar el esquema a otro lenguaje de programación.

5.1.2.2 GRAFCET de primer nivel.

A continuación se presenta el diagrama GRAFCET para modo automático:

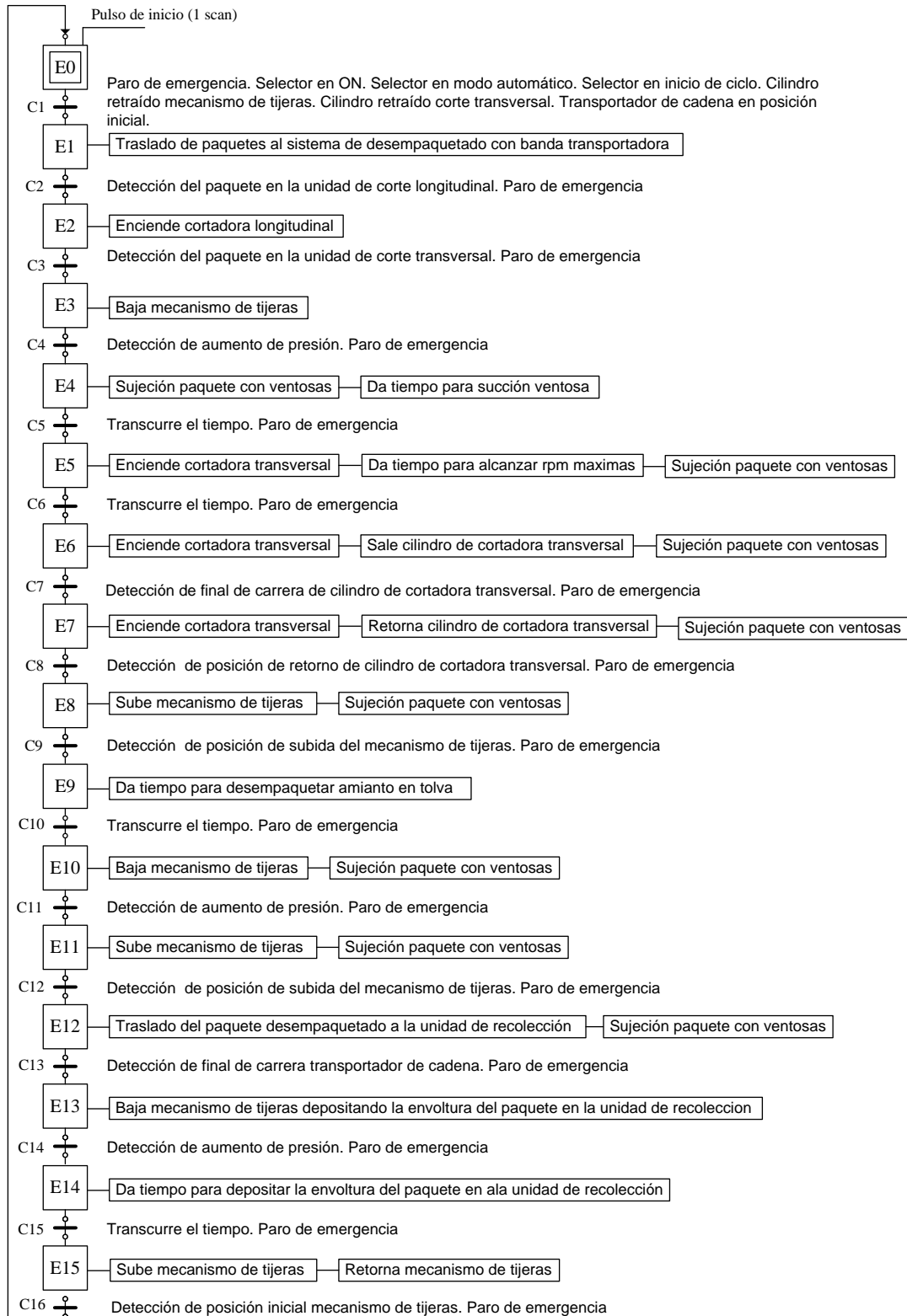


Figura 5.7 GRAFCET de primer nivel para modo automático.

5.1.2.3 GRAFCET de segundo nivel.

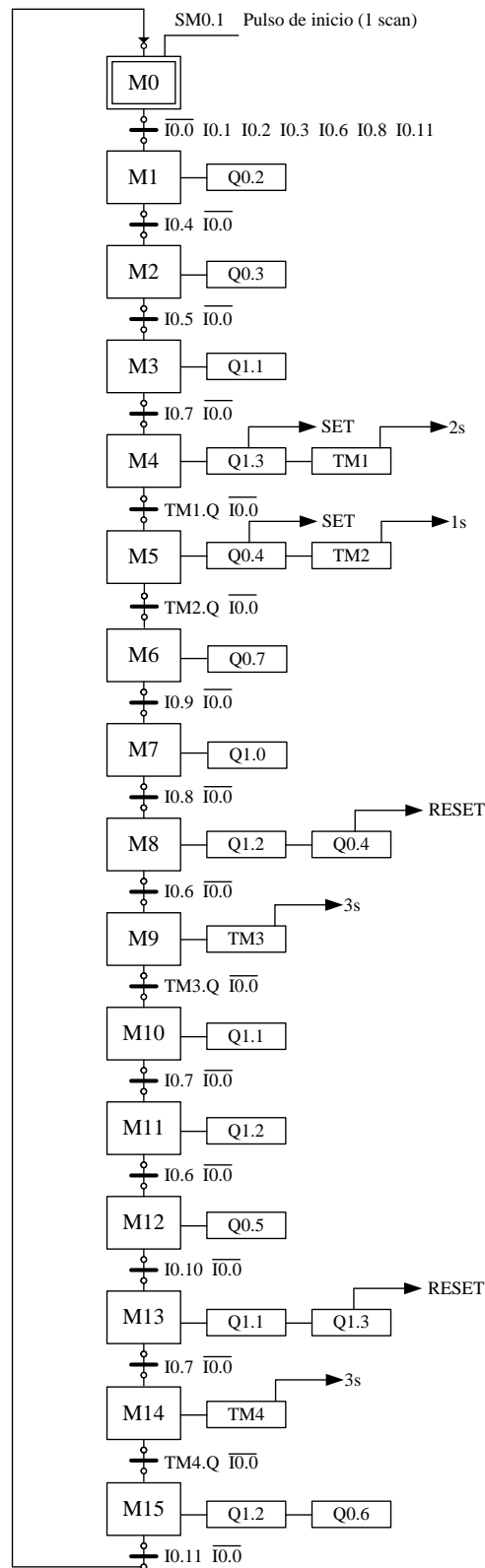


Figura 5.8 GRAFCET de segundo nivel para modo automático.

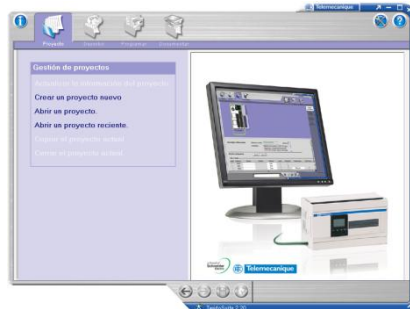
5.1.2.4 Traducción de GRAFCET a LADDER.

Para traducir el GRAFCET a lenguaje de contactos, a primera vista puede parecer que el programa se haga demasiado grande, pero tiene la ventaja de permitir agregar fácilmente las futuras ampliaciones o cambios del proceso incluso por otro programador. Ya que sea quien sea quien haga la traducción, el programa final será el mismo.

Tabla 5.2 Ecuaciones para programación del PLC en lenguaje LADDER.

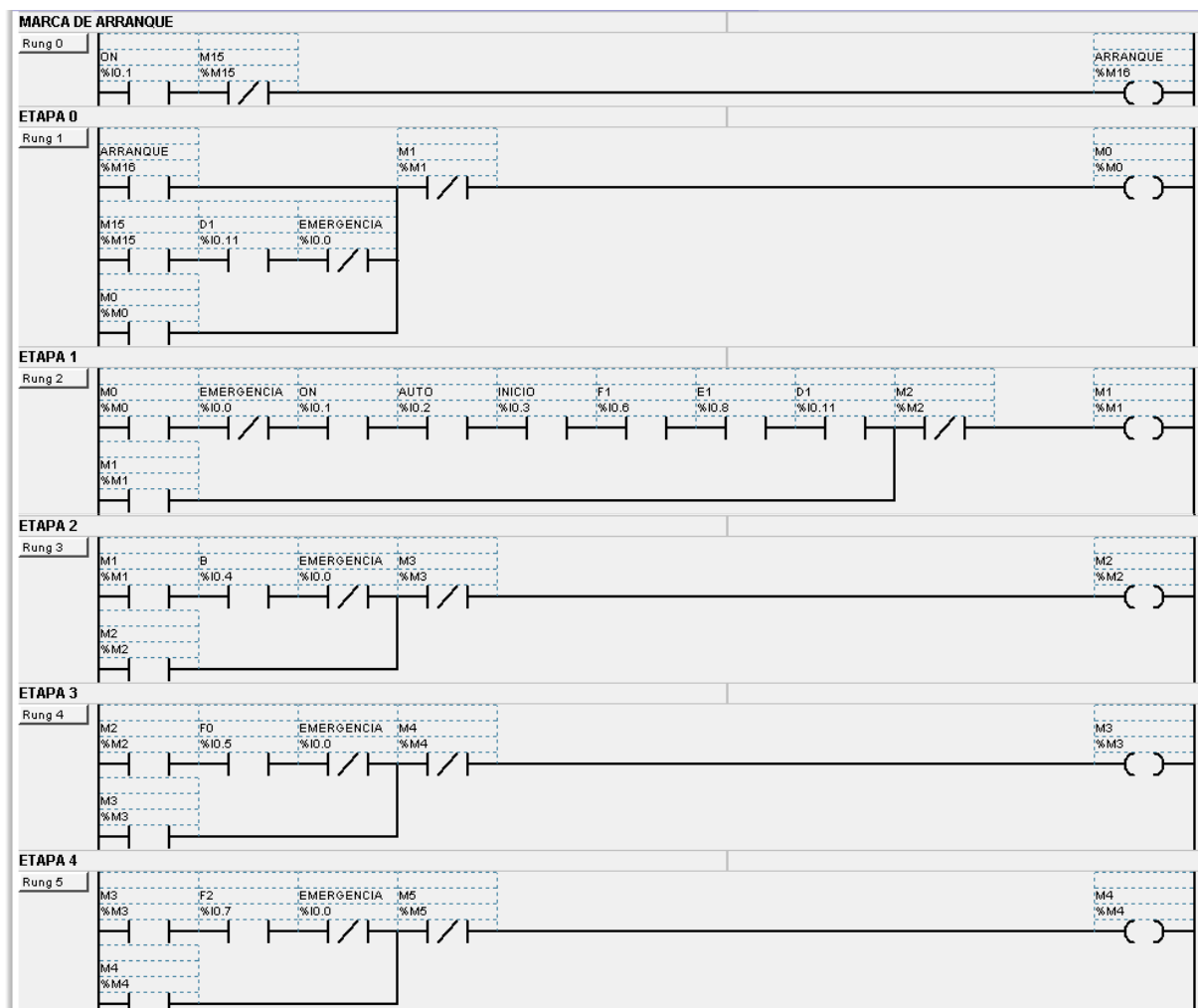
Etapas	Memoria	Ecuaciones
E0	M0	$= (SM1 + M15 * \overline{I0.11} * \overline{I0.0} + M0) * \overline{M1}$
E1	M1	$= (M0 * \overline{I0.0} * \overline{I0.1} * \overline{I0.2} * \overline{I0.3} * \overline{I0.6} * \overline{I0.8} * \overline{I0.11} + M1) * \overline{M2}$
E2	M2	$= (M1 * \overline{I0.4} * \overline{I0.0} + M2) * \overline{M3}$
E3	M3	$= (M2 * \overline{I0.5} * \overline{I0.0} + M3) * \overline{M4}$
E4	M4	$= (M3 * \overline{I0.7} * \overline{I0.0} + M4) * \overline{M5}$
E5	M5	$= (M4 * TM1.Q * \overline{I0.0} + M5) * \overline{M6}$
E6	M6	$= (M5 * TM2.Q * \overline{I0.0} + M6) * \overline{M7}$
E7	M7	$= (M6 * \overline{I0.9} * \overline{I0.0} + M7) * \overline{M8}$
E8	M8	$= (M7 * \overline{I0.8} * \overline{I0.0} + M8) * \overline{M9}$
E9	M9	$= (M8 * \overline{I0.6} * \overline{I0.0} + M9) * \overline{M10}$
E10	M10	$= (M9 * TM3.Q * \overline{I0.0} + M10) * \overline{M11}$
E11	M11	$= (M10 * \overline{I0.7} * \overline{I0.0} + M11) * \overline{M12}$
E12	M12	$= (M11 * \overline{I0.6} * \overline{I0.0} + M12) * \overline{M13}$
E13	M13	$= (M12 * \overline{I0.10} * \overline{I0.0} + M13) * \overline{M14}$
E14	M14	$= (M13 * \overline{I0.7} * \overline{I0.0} + M14) * \overline{M15}$
E15	M15	$= (M14 * TM4.Q * \overline{I0.0} + M15) * \overline{M0}$
Salidas		Ecuaciones
-	Q0.2	= M1
-	Q0.3	= M2
-	Q0.4(S)	= M5
-	Q0.4(R)	= M7
-	Q0.5	= M12
-	Q0.6	= M15
-	Q0.7	= M6
-	Q1.0	= M7
-	Q1.1	= M3 + M10 + M13
-	Q1.2	= M8 + M11 + M15
-	Q1.3(S)	= M4
-	Q1.3(R)	= M13
Timer		Ecuaciones
-	TM1	= M4
-	TM2	= M5
-	TM3	= M9
-	TM4	= M14

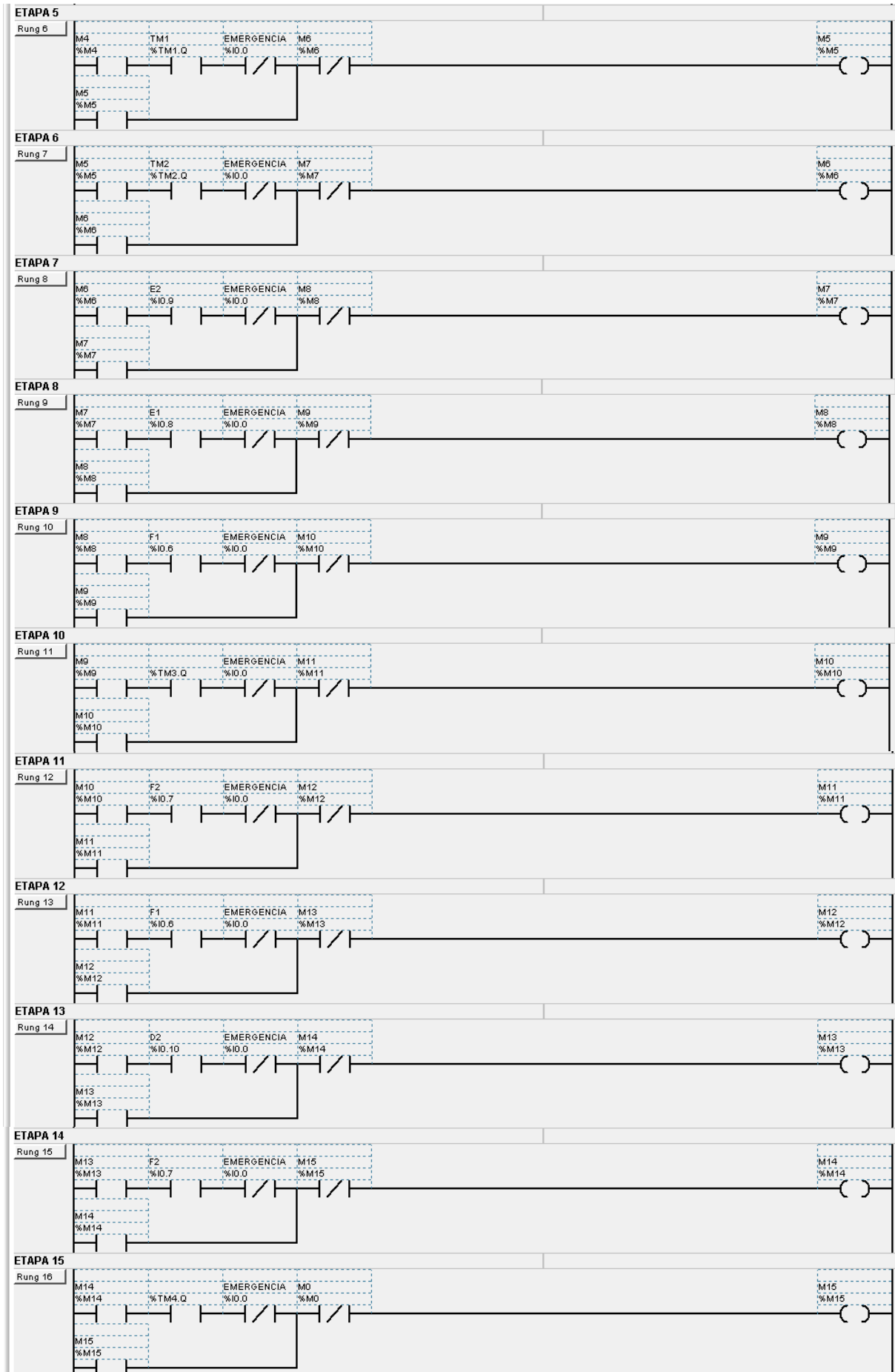
Mediante las ecuaciones de la Tabla 5.2 transformadas a diagramas de contactos, se podrá programar el PLC, y esto se lo hará utilizando el Software TWIDOSUITE 2.20

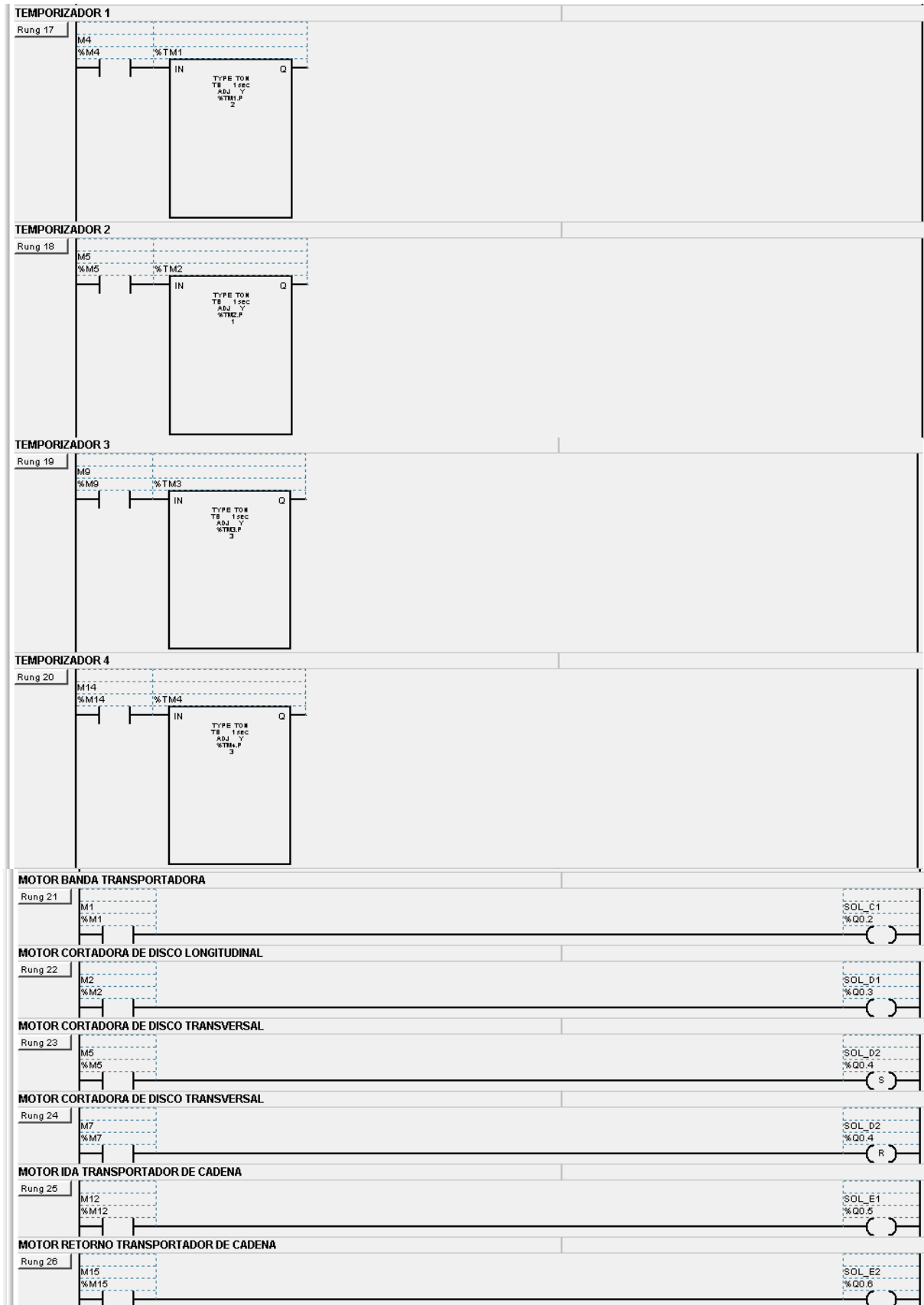


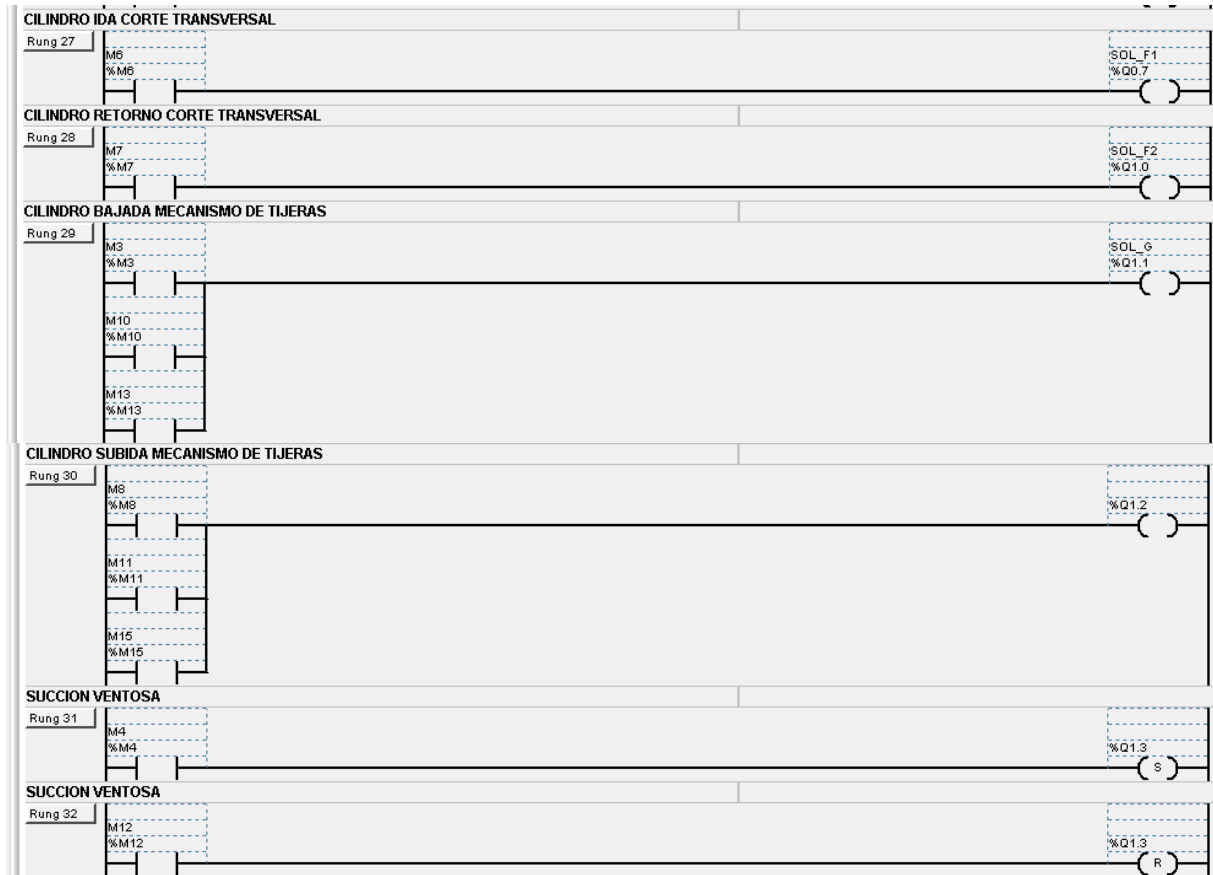
Pantalla principal del software TWIDOSUITE 2.20.

De esta forma, la programación para el PLC es la siguiente:









5.1.3 Modo Manual.

Para que inicie el operador a modo manual, deberá girar el selector a modo MANUAL, esto hará que se energice todo el circuito de control para que realizara el operador de manera independiente cualquier proceso, cabe destacar que el modo manual solo servirá para accionar distintos procesos como los que se citan a continuación:

- Modo reversa de la banda transportadora.
- Accionamiento de la unidad de corte transversal.
- Accionamiento del mecanismo de tijeras para sujeción de paquetes.
- Traslado de paquetes de la unidad de corte transversal a la de recolección y viceversa.
- Accionamiento del sistema de alimentación (Ventilador/Esclusa).

El modo manual básicamente servirá como un control emergente, en caso de que el control automático fallase por motivo de una no detección de algún sensor, con esto el operador podrá terminar el ciclo de desempaquetado de un paquete y nuevamente iniciar el modo Automático.

Se dispondrá de selectores y pulsadores, los cuales estarán ubicados en el tablero de control, los mismos que servirán para la manipulación de los procesos que se citan a continuación:

Tabla 5.3 Dispositivos de mando.

SELECTORES					
Operación	Dispositivo	TAG	Posición 0	Posición 1	Posición 2
ON/OFF	Selector 2 posiciones	S0	No dispone	OFF	ON
Manual/Auto	Selector 3 posiciones	S1	-----	MANUAL	AUTO
Inicio Automático	Selector 2 posiciones	S2	No dispone	-----	INI AUTO
Banda Reversa	Selector 2 posiciones	S3	No dispone	-----	REVERSA
Sujeción de paquete	Selector 3 posiciones	S4	-----	SUBIR	BAJAR
Alimentación	Selector 2 posiciones	S5	No dispone	ALIMENTAR	No dispone
PULSADORES					
Operación	Dispositivo	TAG	Pulsar		
Corte transversal	Pulsador NO	P1	SALIR		
	Pulsador NO	P2	RETORNAR		
Traslado de paquete	Pulsador NO	P3	IR		
	Pulsador NO	P4	RETORNAR		

Se colocara también en el tablero, indicadores luminosos los cuales mostraran el proceso que se está ejecutando tanto en modo manual como en automático. Para el encendido se utilizará un indicador luminoso color rojo, y para los demás indicadores color verde.

5.2 Selección elementos para el control.

5.2.1 Contactores y relés.

Se requerirá de 12 contactores electromagnéticos los cuales se seleccionarán de acuerdo al voltaje y a la corriente como se muestra a continuación:

Tabla 5.4 Contactores y relés.

Elemento	Cant.	Voltaje bobina	Detalle	Marca/Modelo
Relés	10	220 VAC	6A/220VAC	Releco/C3-T31
Contactor	1	220 VAC	220VAC/4.4A	Telemecanique LC2D09M7
Contactor	1	220 VAC	220VAC/7.4A	Telemecanique LC2D012M7

Los 10 primeros contactores se utilizarán para el control manual y automático de las electroválvulas, y los dos últimos para el control del ventilador y la esclusa. La protección mediante relés térmicos ya viene incluida en la selección del ventilador y la esclusa.

5.2.2 Unidades de mando y señalización.

A continuación se cita en la tabla los elementos de mando y señalización que serán ubicados en el panel de control.

Tabla 5.5 Unidades de mando y señalización.

Elemento	Cant.	Detalle	Marca/Modelo
Pulsador de emergencia	1	Pulso y reset	Telemecanique/XB4-BT845
Pulsadores NO	4	Pulso y reset	Telemecanique/XB4-BA21
Selectores	4	2 posiciones	Telemecanique/XB4-BD21
Selectores	2	3 posiciones	Telemecanique/XB4-BD33
Indicadores luminoso ON	1	Color rojo	Auer/800 502 404
Indicadores luminoso PUSH	12	Color verde	Auer/800 506 404
Indicadores luminoso PUSH	2	Color azul	Auer/800 107 313

5.2.3 Unidades de protección de dispositivos eléctricos.

Para la protección del PLC se lo hará mediante fusibles como se dijo anteriormente estos se seleccionarán con la corriente máxima que soporta el PLC. La protección de los motores de la esclusa y ventilador se los protegerá mediante seccionadores, y la protección de todo el circuito de potencia se lo realizará con breakers.

Tabla 5.6 Unidades de protección.

Elemento	Cant.	Detalle	Marca/Modelo
Fusibles	12	500V/2A	Camsco/R14-32-2A
Porta fusibles para riel	12	32A/500V	Miro/ RT18-32(X)
Breaker Ventilador	1	3 polos	Telemecanique/3P/6A
Breaker Esclusa	1	3 polos	Telemecanique/3P/12A
Breaker General	1	3 polos	Telemecanique/3P/25A

5.2.4 Sensores.

Se utilizará sensores de posición con accionamiento mecánico para la detección de los paquetes, sensores de proximidad para el control de ida y retorno de los cilindros, sensores de presión para distintas carreras del cilindro dependiendo del paquete sea yute o papel y sensores de nivel para sólidos que accionara la esclusa y el ventilador. A continuación se detallan dichos sensores.

Tabla 5.7 Unidades de detección.

Elemento	Cant.	Detalle	Marca/Modelo
Sensores accionamiento mecánico	3	Palanca y roldana	Telemecanique /XCK T145
	1	Pulsado de aceros	Telemecanique /XCK T111
Sensores de proximidad	3	Detector	Festo/SME/SMT-8
Sensor de presión	2	Presóstato	Festo/PEV-G1/4
Sensor de nivel	1	Sensor para sólidos	VLS/200

5.2.5 Otros dispositivos.

A continuación se muestra en la tabla los elementos eléctricos restantes que forman parte del tablero de control:

Tabla 5.8 Otros dispositivos.

Elemento	Cant.	Detalle	Marca/Modelo
Fuente de alimentación de VDC	1	24VCD/2.5A	Telemecanique ABL7RP240
Borneras para riel	50	750V	JXB-2.5/35
Rollo de cable	1	N°14	---
Cable solido	2m	N°32	---
Pines	200	N°18	---
Riel	---	---	DIN 35mm acero perforado
Canaleta	---	---	33X35mm
Libretin de marquillas	2	Números y letras	Dexon
Cable de programación	1	USB	Telemecanique TwidoSuite

5.3 Aplicación de software para animación de secuencias.

Las secuencias para los cilindros neumáticos se la realizo con el programa **Automation Studio**, el cual es un programa modular de simulación que está constituido de un núcleo al que se adjuntan diferentes módulos de simulación. Los módulos comprenden de bibliotecas de componentes que permiten realizar circuitos de distinta naturaleza GRAFCET, eléctricos, neumáticos, hidráulicos, etc. de manera independiente o combinado.

Para este caso se utilizarán los módulos de GRAFCET, eléctricos y neumáticos, los cuales verifican las secuencias programadas para los actuadores, los que serán gobernados mediante la excitación eléctrica de solenoides.

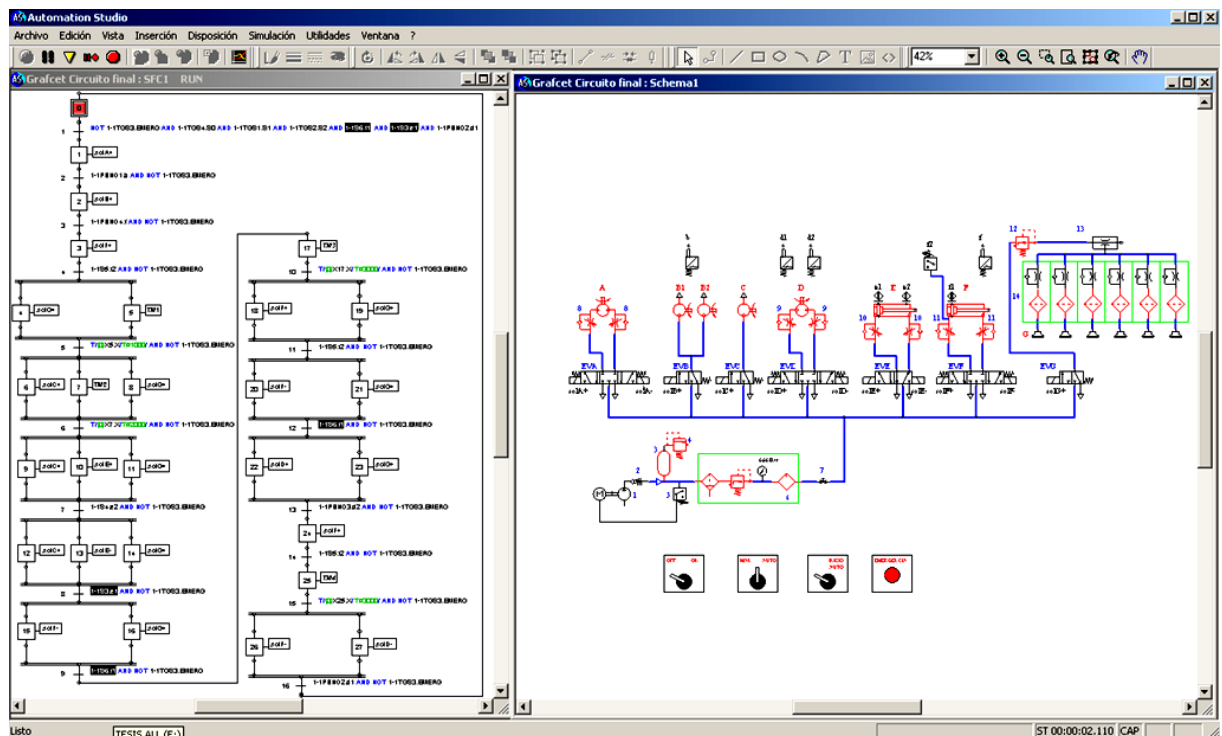


Figura 5.9 Pantalla de simulación para secuencias neumáticas del sistema.

En la figura se muestra el circuito neumático y el diagrama GRAFCET el cual cumple con las secuencias programadas.

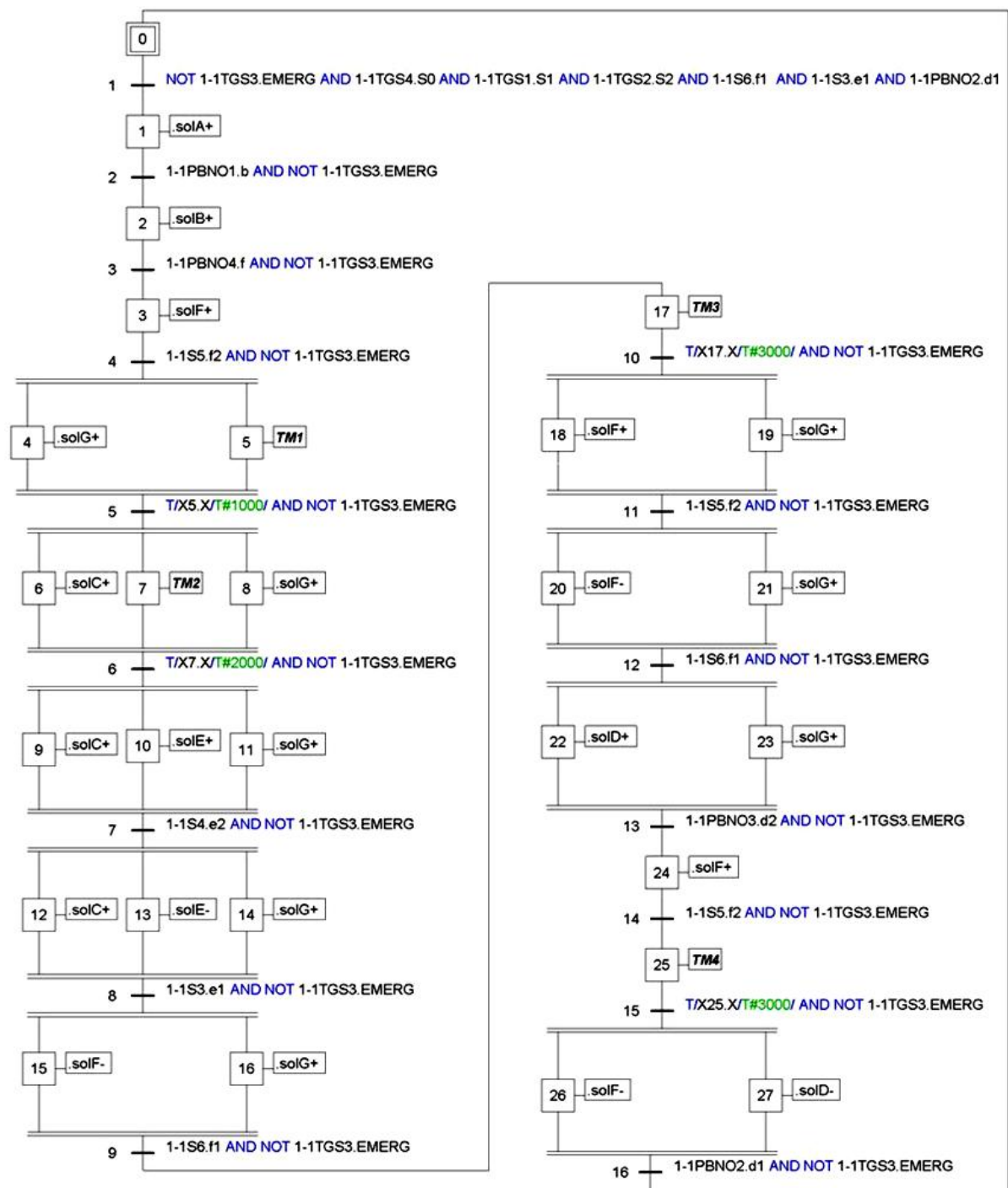


Figura 5.10 GRAFCET diagramado en el software Automation Studio.

La programación en lenguaje Ladder también se la puede realizar en este programa Automation Studio, pero al disponer el software TwidoSuite de su propio simulador no se lo realizará, ya que el mismo fue comprobado mediante la programación del PLC.

CAPÍTULO VI

6. TECNOLOGÍA DE LA CONSTRUCCIÓN, COSTOS Y MANTENIMIENTO.

6.1 Tecnología de la construcción.

6.1.1 Máquinas herramientas y equipos utilizados.

Los equipos, herramientas, accesorios que se utilizarán durante el proceso de construcción, montaje e instalación del sistema de transporte, desempaquetados y alimentación de amianto serán:

Tabla 6.1 Equipos que serán utilizados en la construcción.

Código	Equipo
MH1	Soldadora MIG
MH2	Torno
MH3	Cortadora de plasma
MH4	Maquinaria de pintura electrostática
MH5	Taladro de pedestal
MH6	Taladro de mano
MH7	Dobladora de tol
MH8	Esmeril
MH9	Amoladora
MH10	Pulidora
MH11	Cizalla
MH12	Entenalla
MH13	Arco de sierra
MH14	Calibrador pie de rey
MH15	Tijeras
MH16	Cautín
MH17	Brocas
MH18	Multímetro
MH19	Martillos, playos, destornilladores, flexómetro, escuadras, limas, nivel, llaves en general.

6.1.2 Descripción del proceso productivo.

En el proceso de construcción del sistema de transporte, desempaquetado y alimentación de amianto se hace la siguiente consideración.

- En la estructura metálica que sostiene al sistema de transporte, desempaquetado y alimentación se utilizará tubos de sección cuadrada debido a los bajos costos que estas representan, además no necesita demasiado espacio, y presenta una estética más adecuada.

El sistema de transporte, desempaquetado y alimentación de amianto está constituido por las siguientes unidades:

Tabla 6.2 Partes constitutivas del STDA de amianto.

Unidad	Elemento	Cant	Material/Marca
Transporte	Estructura	1	Tubo estructural cuadrado ASTM A – 500
	Soporte de accesorios	2	Canales U INEN 1 623: 2000
	Guía	2	Ángulo L INEN 1 623: 2000
	Soporte del motor	1	Ángulo L INEN 1 623: 2000
	Carcasa	1	Plancha PL ASTM A 36
	Placa del soporte del motor	1	Plancha PL ASTM A 36
	Placas de soporte de estructura	4	Plancha PL ASTM A 36
	Rodillo		
	Tubo	15	Tubo mecánico redondo ASTM A 513
	Eje	15	AISI 1018
	Rodamiento	30	SKF 6203
	Tuercas	30	Acero G8 SAE M 14X2
	Arandela plana	30	DIN 125 M14
	Tambor motriz		
	Eje	1	AISI 1018
	Tubo	1	Plancha PL ASTM A 36
	Anillos ensambladores	2	A 40
	Placas circulares	2	Plancha PL ASTM A 36
	Chumacera de pared	2	SKF FY 1.1/2 TM; YAR 208 – 108
	Tambor de reenvío		
	Tubo	1	Plancha PL ASTM A 36
	Eje	1	AISI 1018
	Anillos ensambladores	2	A 40
	Placas circulares	2	Plancha PL ASTM A 36

	Soporte tensor	2	Ángulo L ASTM A 36
	Chumacera tensora	2	SKF TBY 1.1/2 TM; YAR 208 – 108
	Tornillo tensor	2	M 24
	Placas de tensado	2	Plancha PL ASTM A 36
	Guías chumacera tensora	4	Varilla cuadrada ASTM A 36
	Pernos	8	M6
	Arandelas planas	8	DIN 125 M6
	Tuercas	8	Acero G8 SAE M 6X1
	Tuercas	2	Acero G8 SAE M 24
	Arandela plana	2	DIN 125 M24
	Banda textil	1	500 EP125/2 2+1.5X
Desempaqueado	Estructura	1	Tubo estructural cuadrado ASTM A – 500
	Placas de soporte de estructura	6	Plancha PL ASTM A 36
	Cadena	1	REXNORD 41 (15) 1 5/16
	Catalina	2	REXNORD 41 (1) 15
	Eje de la catalina	1	AISI 1018
	Chumaceras de piso	2	SKF SY ½ TM; YAR 203 – 008
	Soporte de chumacera	2	Canales U INEN 1 623: 2000
	Rieles	2	Ángulo L ASTM A 36
	Soporte extremo riel	4	Canales U INEN 1 623: 2000
	Soporte medio riel	2	Canales U INEN 1 623: 2000
	Soporte cortadora neumática	3	Canales U INEN 1 623: 2000
	Ruedas del transportador	8	SKF 7200 BECBP
	Soporte de rueda	4	Ángulo L ASTM A 36
	Soporte del motor neumático	1	Canales U INEN 1 623: 2000
	Placa resbaladiza	1	ASTM A 36
	Mecanismo de tijeras		
	Bastidor superior	1	Ángulo L ASTM A 36
	Brazos del bastidor superior	2	Varilla cuadrada ASTM A 36
	Placa del brazo del bast. sup.	4	Platina A 36
	Bastidor inferior	1	Ángulo L ASTM A 36
	Brazos del bastidor inferior	2	Varilla cuadrada ASTM A 36
	Eslabones	4	Platina A 36
	Pasadores	7	M 8
Alimentación	Tubería	1	Cédula 40 de 4"
	Rodillo		
	Tubo	3	Tubo mecánico redondo ASTM A 513
	Eje	3	AISI 1018
	Rodamiento	6	SKF 6203
	Tuercas	6	Acero G8 SAE M 14X2
	Arandela plana	6	DIN 125 M14
	Tolva	1	Plancha PL ASTM A 36
	Ventilador	1	CBRT 2 - 400
	Esclusa	1	DBA – M – 200
	Acople	1	KBBI – 400

Neumático	Motor bidireccional	1	NEUMAC 4NR - 007
	Cortadora de disco	3	AIXIA 206
	Cilindro de doble efecto C.T	1	DNCB – 32 – 400 – PPV – A
	Cilindro de doble efecto M.E	1	DNBC – 63 – 100 – PPV – A
	Ventosas	6	ZPX 100 H N B01 B10
	Generador de vacío	1	VN 30 – L – T3 – PQ2 – VA4 – RO1
	Electroválvula direccional 5x3	1	CPE18 – M1H – 5/3G – QS – 10
	Electroválvula direccional 3x2	2	CPE14 – M1BH – 3G1 – QS – 6
	Electroválvula direccional 3x2	1	CPE10 – M1BH – 3GL – QS – 6
	Electroválvula direccional 5x3	1	CPE14 – M1BH – 5/3G – QS – 6
	Electroválvula direccional 5x2	1	CPE10 – M1BH – 5J – M5
	Electroválvula direccional 5x3	1	CPE10 – M1BH – 5/3G – M5 – B
	Compresor	1	ATLAS COPCO GA 18 125
	Válvula antirretorno	1	H – ½ – B
	Válvula antirretorno	1	HA – M5 – QS – 4
	Válvula de seguridad	1	-----
	Presóstato	1	-----
	UTM	1	FRC – ½ - D 5M – D1 MAXI – A
	Válvula de cierre	1	QH – QS4 – 1/4
	Válvula reguladora de caudal	4	GRLZ – M5 – QS – 4 – D
	Válvula reguladora de caudal	2	GRLA – y – QS – 8 – D
	Válvula reguladora de caudal	2	GRLA – 1/4 – QS – 8 – D
	Válvula de estrangulación	1	-----
	Válvula reductora de presión	1	-----
	Eyector	1	-----
Control y Automatización	PLC	1	TWIDO TWDLMA 20DRT
	Modulo de ampliación	1	TWDDRA 8RT
	Relés	10	Releco/C3-T31
	Contactor	1	Telemecanique LCD2D09M7
	Contactor	1	Telemecanique LCD2D012M7
	Pulsador de emergencia	1	Telemecanique/XB4-BT845
	Pulsadores N.O.	4	Telemecanique/XB4-BA21
	Selectores	4	Telemecanique/XB4-BD21
	Selectores	2	Telemecanique/XB4-BD33
	Indicadores luminosos ON	1	Auer/800 502 404
	Indicadores luminosos PUSH	12	Auer/800 506 404
	Indicadores luminosos PUSH	2	Auer/800 107 313
	Fusibles	12	Camsco/R14 – 32 – 2A
	Porta fusibles para riel	12	Miro/ RT18 – 32(X)
	Breaker ventilador	1	Telemecanique/3P/12A
	Breaker esclusa	1	Telemecanique/3P/12A
	Breaker general	1	Telemecanique/3P/25A
	Sensores de acc. mecánico	3	Telemecanique/XCK T145
	Sensores de acc. mecánico	1	Telemecanique/XCK T111

	Sensores de proximidad	3	Festo/SME/SMT - 8
	Sensor de presión	2	Festo/PEV – G1/4
	Sensor de nivel	1	VLS/200
	Fuente de alimentac. de VDC	1	Telemecanique ABL7RP240
	Borneras para riel	50	JXB – 2.5/35
	Rollo de cable	1	-----
	Cable solido	2m	-----
	Pines	200	-----
	Riel	---	DIN 35 mm acero perforado
	Canaleta	---	33x35mm
	Libretin de marquillas	2	Dexon
	Cable de programación	1	Telemecanique TwidoSuite

6.1.3 Operaciones tecnológicas.

Las operaciones tecnológicas que se requerirán para la construcción de este sistema se detallan a continuación:

Tabla 6.3 Operaciones tecnológicas requeridas para la construcción.

Unidad	Elemento	Nº	Operación tecnológica	Tiempo (min)
<i>Transporte</i>	Estructura transportador de banda	1	Trazado	20
		2	Corte	50
		3	Limado	15
		4	Soldado	45
		5	Pulido	20
		6	Pintado	25
	Soporte de accesorios	7	Trazado	25
		8	Corte	30
		9	Ranurado (plasma)	35
		10	Taladrado	30
		11	Limado	15
		12	Soldado	40
		13	Pulido	20
		14	Pintado	35
	Carcasa	15	Trazado	20
		16	Corte	25
		17	Limado	15
		18	Doblado	25
		19	Soldado	30
		20	Pulido	20
		21	Pintado	15
	Guía	22	Trazado	20
		23	Corte	20
		24	Limado	10
		25	Soldado	40
		26	Pulido	20
		27	Pintado	20

	Soporte de motor	28	Trazado	20
		29	Corte	20
		30	Limado	10
		31	Soldado	40
		32	Pulido	20
		33	Pintado	40
	Placa de soporte del motor	34	Trazado	40
		35	Corte (plasma)	45
		36	Taladrado	20
		37	Limado	25
		38	Soldado	30
		39	Pulido	20
		40	Pintado	15
	Placas de soporte de estructura	41	Trazado	40
		42	Taladrado	20
		43	Limado	25
		44	Soldado	30
		45	Pulido	20
		46	Pintado	15
	Tubo del rodillo	47	Trazado	25
		48	Corte	20
		49	Limado	15
		50	Pintado	25
	Eje del rodillo	51	Trazado	100
		52	Corte	180
		53	Torneado	120
		54	Limado	150
		55	Roscado	450
		56	Pulido	225
	Tubo del tambor motriz	57	Trazado	20
		58	Corte	25
		59	Limado	20
		60	Soldado	15
		61	Pulido	25
		62	Pintado	20
	Eje del tambor motriz	63	Trazado	15
		64	Corte	25
		65	Limado	15
		66	Torneado	30
		67	Pulido	10
	Placas circulares del tambor motriz	68	Trazado	15
		69	Corte (plasma)	120
		70	Limado	20
		71	Soldado	60
		72	Pulido	30
		73	Pintado	15
	Tubo del tambor de reenvío	74	Trazado	20
		75	Corte	25
		76	Limado	20
		77	Soldado	15
		78	Pulido	25
		79	Pintado	15
	Eje del tambor de reenvío	80	Trazado	15
		81	Corte	25
		82	Limado	15
		83	Torneado	30
		84	Pulido	10

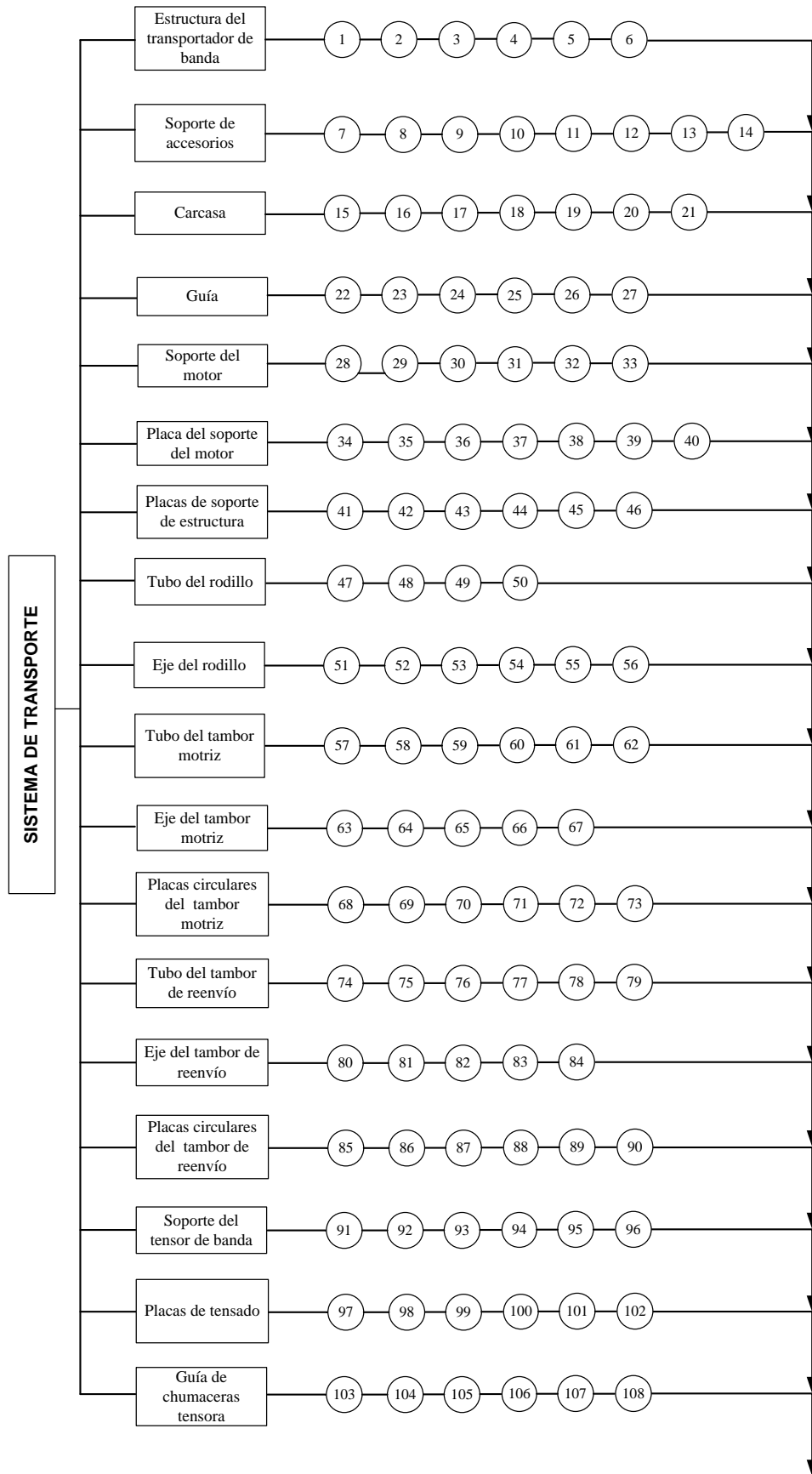
	Placas circulares del tambor reenvío	85	Trazado	15
		86	Corte (plasma)	120
		87	Limado	20
		88	Soldado	60
		89	Pulido	30
		90	Pintado	20
	Soporte del tensor de banda	91	Trazado	20
		92	Corte	40
		93	Limado	15
		94	Soldado	40
		95	Pulido	15
		96	Pintado	20
	Placas de tensado	97	Trazado	15
		98	Corte (plasma)	40
		99	Limado	15
		100	Soldado	35
		101	Pulido	15
		102	Pintado	10
	Guía de chumaceras tensoras	103	Trazado	20
		104	Corte	30
		105	Limado	15
		106	Soldado	45
		107	Pulido	20
		108	Pintado	15
<i>Desempaquetado</i>	Estructura de desempaquetado	109	Trazado	20
		110	Corte	50
		111	Limado	15
		112	Soldado	45
		113	Pulido	20
		114	Pintado	25
	Placas de soporte de estructura	115	Trazado	40
		116	Corte (plasma)	15
		117	Taladrado	20
		118	Limado	25
		119	Soldado	30
		120	Pulido	20
		121	Pintado	15
	Eje de la catalina	122	Trazado	15
		123	Corte	25
		124	Limado	15
		125	Torneado	30
		126	Pulido	10
	Soporte de chumacera	127	Trazado	20
		128	Corte	25
		129	Limado	10
		130	Soldado	40
		131	Pulido	25
		132	Pintado	15
	Rieles	133	Trazado	25
		134	Corte	30
		135	Limado	10
		136	Soldado	40
		137	Pulido	25
		138	Pintado	15

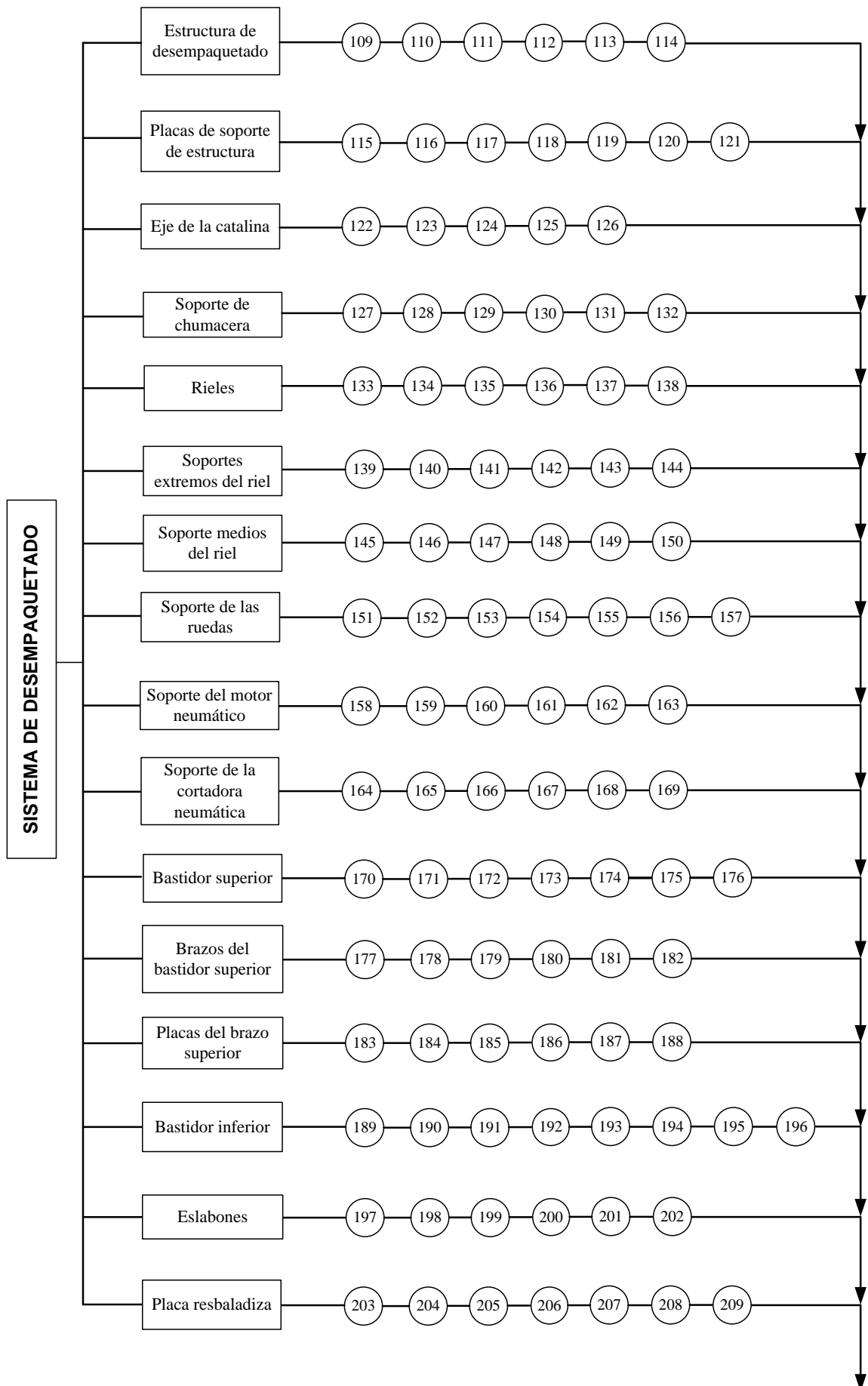
	Soportes extremos del riel	139	Trazado	15
		140	Corte	25
		141	Limado	10
		142	Soldado	45
		143	Pulido	20
		144	Pintado	10
	Soportes medios del riel	145	Trazado	15
		146	Corte	25
		147	Limado	10
		148	Soldado	45
		149	Pulido	20
		150	Pintado	10
	Soporte de las ruedas	151	Trazado	15
		152	Corte	30
		153	Limado	15
		154	Torneado	35
		155	Soldado	40
		156	Pulido	20
		157	Pintado	10
	Soporte del motor neumático	158	Trazado	20
		159	Corte	35
		160	Limado	15
		161	Soldado	35
		162	Pulido	20
		163	Pintado	10
	Soporte de la cortadora neumática	164	Trazado	20
		165	Corte	35
		166	Limado	15
		167	Soldado	35
		168	Pulido	20
		169	Pintado	10
	Bastidor superior	170	Trazado	15
		171	Corte	35
		172	Ranurado	40
		173	Limado	20
		174	Soldado	35
		175	Pulido	15
		176	Pintado	10
	Brazos del bastidor superior	177	Trazado	20
		178	Corte	35
		179	Limado	15
		180	Soldado	45
		181	Pulido	20
		182	Pintado	10
	Placa del brazo superior	183	Trazado	15
		184	Corte	10
		185	Limado	15
		186	Taladrado	25
		187	Pulido	10
		188	Pintado	20
	Bastidor inferior	189	Trazado	20
		190	Corte	30
		191	Limado	10
		192	Soldado	40
		193	Taladrado	20
		194	Ranurado (plasma)	30
		195	Pulido	15
		196	Pintado	10

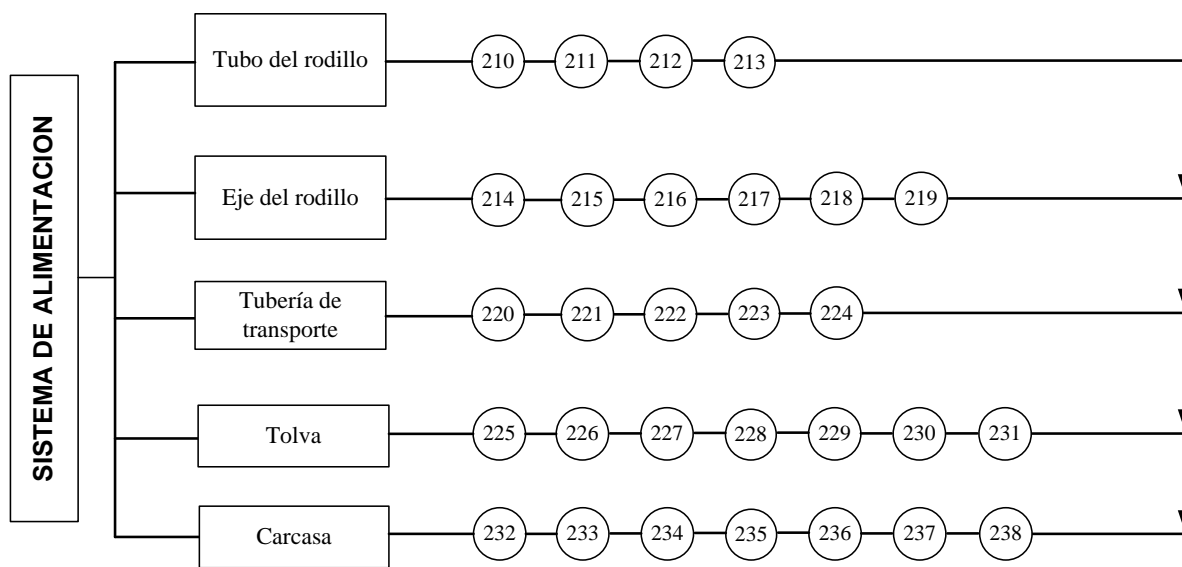
	Eslabones	197	Trazado	20
		198	Corte	40
		199	Esmerilado	10
		200	Taladrado	20
		201	Limado	15
		202	Pintado	10
	Placa resbaladiza	203	Trazado	15
		204	Corte	30
		205	Limado	15
		206	Doblado	25
		207	Soldado	35
		208	Pulido	20
		209	Pintado	10
<i>Alimentación</i>	Tubo del rodillo	210	Trazado	25
		211	Corte	20
		212	Limado	15
		213	Pintado	25
	Eje del rodillo	214	Trazado	30
		215	Corte	60
		216	Torneado	40
		217	Limado	50
		218	Roscado	150
		219	Pulido	70
	Tubería de transporte	220	Trazado	25
		221	Corte	60
		222	Roscado	25
		223	Limado	20
		224	Pintado	15
	Tolva	225	Trazado	25
		226	Corte (plasma)	70
		227	Limado	25
		228	Doblado	25
		229	Soldado	45
		230	Pulido	20
		231	Pintado	30
	Carcasa	232	Trazado	20
		233	Corte	25
		234	Limado	15
		235	Doblado	25
		236	Soldado	30
		237	Pulido	20
		238	Pintado	15

En el diagrama de tiempos no se han mencionado los tiempos muertos entre operación y operación, la mayoría de veces son estos los que suelen ocasionar demora en la construcción del sistema.

6.1.4 Cursograma sinóptico de la construcción.







6.2 Costos.

El análisis financiero que se realiza en este capítulo, hará un estudio de los costos totales que involucran los costos directos e indirectos que intervienen en el diseño del sistema.

6.2.1 Costos directos.

Son aquellos que involucran los gastos por materiales, mano de obra, equipos utilizados y transporte.

6.2.1.1 Materiales y accesorios.

Tabla 6.4 Materiales y accesorios mecánicos.

Elemento/Designación	Unid.	Cantidad (unid)	V.U. (usd)	V.T (usd)
T. EST. NEG. CU 40mmx3mm (1 1/2)"x6m	u	7	24.86	174.02
PE U 300mmx80mmx4mmx6m	u	1.5	140.29	210.45
PE U 60mmx30mmx2mmx6m	u	0.25	12.95	3.24
AL 50mmx3mm (2 1/8)"x6m	u	1.5	14.3	21.45
AL 50mmx2mmx6m	u	0.5	9.40	4.70
AL 25mmx2mmx6m	u	0.75	4.74	3.56
AL 40mm3mm (1 1/2 x 1/8)"x6m	u	1	10.28	10.28
PL. LARGA ESP 2mmx1220mmx3000mm	u	2	76.59	153.18
PL. LARGA ESP 3mmx1220mmx3000mm	u	1	86.19	86.19

PL. LARGA ESP 6mmx1220mmx3000mm	u	0.5	172.39	86.20
PL. LARGA ESP 5mmx1220mmx3000mm	u	1	143.66	143.66
PL. LARGA ESP 24mmx1220mmx6100mm	u	0.0625	3634.18	227.14
TUB. EST. NEG. RED. 2 1/2"x 1.5mmx6m	u	2	17.14	34.28
EJE AISI 1018 1 1/16"	m	14.5	14	203.00
EJE AISI 1018 1 7/8"	m	2	16.5	33.00
EJE AISI 1018 5/8"	m	0.25	12.00	3.00
VARILLA CUADRADA 5/8"x6m	u	0.50	10.62	5.31
VARILLA CUADRADA 1/2"x6m	u	0.50	5.39	2.70
PLATINA 25x3(1 x 1/8)"x6m	u	1	3.34	3.34
PLATINA 25x4(1x 3/16)"x6m	u	1	4.73	4.73
TUBERIA CEDULA 40 x6m	u	1	131.94	131.94
BANDA TEXTIL 500 EP125/2 2+1.5X	u	1	240	240.00
CADENA REXNORD 41 (15)1 $\frac{5}{16}$; L = 138 p	u	1	12.00	12.00
CATALINA REXNORD 41 (B) 15	u	2	7.00	14.00
Chaveta rectangular DIN 20 X 10 X 8	u	1	3.00	3.00
TOTAL				1814.37

Tabla 6.5 Rodamientos y chumaceras.

Elemento/Designación	Unidad	Cantidad	V.U. (usd)	V.T (usd)
Rodamientos SKF 6203	u	36	2.30	82.80
Rodamientos SKF 7200 BECBP	u	8	3.10	24.80
Chumacera de pared SKF FY 1.1/2 TM;YAR	u	2	7.00	14.00
Chumacera tensora SKF TBY 1.1/2 TM; YAR	u	2	12.00	24.00
Chumaceras de piso SKF SY ½ TM; YAR 203 – 008	u	2	9.00	18.00
Anillos ensambladores A 40	u	4	16.50	66.00
TOTAL				229.60

Tabla 6.6 Pernos, tuercas y arandelas.

Elemento/Designación	Unidad	Cantidad	V.U. (usd)	V.T (usd)
Pernos Acero G8 SAE M5 X 0.8 X 12	u	10	0.55	5.50
Pernos Acero G8 SAE M5 X 0.8 X 30	u	6	0.60	3.60
Pernos Acero G8 SAE M6 X 1 X 20	u	8	0.70	5.60
Pernos Acero G8 SAE M10 X 1.25 X 5	u	8	0.75	6.00
Pernos Acero G8 SAE M12 X 1.75 X 20	u	4	0.85	3.40
Pernos Acero G8 SAE M12 X 1.75 X 50	u	8	0.90	7.20
Pernos Acero G8 SAE M14 X 2 X 35	u	4	1.00	4.00
Pernos Acero G8 SAE M16 X 1 X 25	u	8	1.10	8.80
Pernos Acero G8 SAE M16 X 1 X 30	u	8	1.25	10.00
Pernos Acero G8 SAE M24 X 3 X 375	u	2	1.43	2.86
Prisioneros Acero G8 SAE M6 X 1 X 30	u	4	0.75	3.00
Pasadores Acero G8 ISO 8 X 18 X 2	u	7	0.55	3.85
Tuercas Acero G8 SAE M 5 X 0.8	u	16	0.25	4.00
Tuercas Acero G8 SAE M 6 X 1	u	8	0.25	2.00
Tuercas Acero G8 SAE M 10 X 1.25	u	8	0.25	2.00
Tuercas Acero G8 SAE M 12 X 1.75	u	12	0.25	3.00

Tuercas Acero G8 SAE M 14 X 2	u	4	0.3	1.20
Tuercas Acero G8 SAE M 16 X 1	u	16	0.25	4.00
Tuercas Acero G8 SAE M 24 X 3	u	2	0.50	1.00
Arandela plana DIN 5	u	16	0.05	0.80
Arandela plana DIN 6	u	8	0.05	0.40
Arandela plana DIN 10	u	8	0.05	0.40
Arandela plana DIN 12	u	12	0.05	0.60
Arandela plana DIN 14	u	4	0.07	0.28
Arandela plana DIN 16	u	16	0.05	0.80
Arandela plana DIN 24	u	2	0.05	0.10
TOTAL				84.39

Tabla 6.7 Materiales y accesorios eléctricos.

Elemento/Designación	Unidad	Cant	V. U	V. T.
PLC TWIDO TWDLMDA 20DRT	u	1	320	320.00
Modulo de ampliación TWDDRA8RT	u	1	280	280.00
Relés 6A/220VAC	u	10	20	200.00
Contactor 220VAC/4.4A	u	1	30	30.00
Contactor 220VAC/7.4A	u	1	35	35.00
Pulsador de emergencia Pulso y reset	u	1	8	8.00
Pulsadores NO Pulso y reset	u	4	8	32.00
Selectores 2 posiciones	u	4	15	60.00
Selectores 3 posiciones	u	2	20	40.00
Indicadores luminosos ON Color rojo	u	1	5	5.00
Indicadores luminosos PUSH Color verde	u	12	10	120.00
Indicadores luminosos PUSH Color azul	u	2	10	20.00
Fusibles 500V/2A	u	12	0.50	6.00
Porta fusibles para riel 32 A / 500V	u	12	4	48.00
Breaker ventilador 3 polos	u	1	80	80.00
Breaker esclusa 3 polos	u	1	80	80.00
Breaker general 3 polos	u	1	150	150.00
Sensores de acc. Mecánico Palanca y roldana	u	3	40	120.00
Sensores de acc. Mecánico Pulsado de aceros	u	1	40	40.00
Sensores de proximidad Detector	u	3	90	270.00
Sensor de presión Presóstato	u	2	70	140.00
Sensor de nivel Sensor para sólidos	u	1	70	70.00
Fuente de alimentac. de VDC 24VCD/2.5A	u	1	120	120.00
Borneras para riel 750 V	u	50	1	50.00
Rollo de cable AWG N°16	u	1	40	40.00
Cable solido N°20	u	2 m	0.50	1,00
Pines N°16	u	200	0.08	16,00
Riel -----	u	----	1	1.00
Canaleta -----	u	----	3	3.00
Libretin de marquillas Números y letras	u	2	8	16.00
Cable de programación USB	u	1	120	120.00
TOTAL				2521.00

Tabla 6.8 Materiales y accesorios neumáticos.

Elemento/Designación	Unid.	Cant	V. U	V. T.
Electroválvula direccional 5x3 CPE18 – M1H – 5/3G – QS – 10	u	1	100.00	100.00
Electroválvula direccional 3x2 CPE14 – M1BH – 3G1 – QS – 6	u	2	70.00	140.00
Electroválvula direccional 3x2 CPE10 – M1BH – 3GL – QS – 6	u	1	70.00	70.00
Electroválvula direccional 5x3 CPE14 – M1BH – 5/3G – QS – 6	u	1	70.00	70.00

Electroválvula direccional 5x2 CPE10 – M1BH – 5J – M5	u	1	70.00	70.00
Electroválvula direccional 5x3 CPE10 – M1BH – 5/3G – M5 – B	u	1	75.00	75.00
Válvula de cierre QH – QS4 – ¼	u	1	15.00	15.00
Válvula reguladora de caudal GRLZ – M5 – QS – 4 – D	u	4	60.00	240.00
Válvula reguladora de caudal GRLA – y – QS – 8 – D	u	2	60.00	120.00
Válvula reguladora de caudal GRLA – 1/4 – QS – 8 – D	u	2	60.00	120.00
Válvula antirretorno H – ½ – B	u	1	40.00	40.00
Válvula antirretorno HA – M5 – QS – 4	u	1	40.00	40.00
UTM FRC – ½ - D 5M – D1 MAXI – A	u	1	150.00	150.00
Generador de vacío VN 30 – L – T3 – PQ2 – VA4 – RO1	u	1	250.00	250.00
Cilindro de doble efecto C.T DNCB – 32 – 400 – PPV – A	u	1	100.00	100.00
Cilindro de doble efecto M.E DNBC – 63 – 100 – PPV – A	u	1	100.00	100.00
Ventosas ZPX 100 H N B01 B10	u	6	12.00	72.00
Compresor ATLAS COPCO GA 18 125	u	1	7800.00	7800.00
Ventilador CBRT 2 - 400	u	1	1300.00	1300.00
Esclusa DBA – M – 200	u	1	385.00	385.00
Motor bidireccional NEUMAC MAR – 05/14	u	1	870.00	870.00
Motor bidireccional NEUMAC 4NR - 007	u	1	320.00	320.00
TOTAL				13047

6.2.1.2 Equipos utilizados.

Tabla 6.9 Equipos utilizados.

Equipos utilizados	Horas(horas)	Valor unitario	Valor Total.
Soldadora MIG	35	4	140.00
Torno	20	15	300.00
Pintura electrostática	20	4.5	90.00
Taladro	5	8	40.00
Dobladora mecánica	15	5	75.00
Baroladora	25	8	200.00
Amoladora	20	2	40.00
Corte (tijera – cizalla)	4	1	4.00
Corte (plasma)	8	6	48.00
Corte (cortadora de planchas)	7	2.5	17.50
Corte (tronzadora)	2	22	44.00
Otros			70.00
TOTAL			1068.50

6.2.1.3 Mano de obra.

Tabla 6.10 Mano de obra utilizada.

Trabajador	Nº horas	Costo/hora	TOTAL (usd)
Maestro mecánico	300	3.00	900
Ayudante mecánico	300	1.00	300
Técnico electrónico/eléctrico	120	3.00	360
TOTAL			1560

6.2.1.4 Transporte.

Tabla 6.11 Transporte utilizado.

Operaciones	N° horas	Costo/hora	TOTAL (usd)
Transporte de materiales al taller	20	1.25	25
Otros	5	1.25	6.25
TOTAL			31.25

El valor total por costos directos es:

Tabla 6.12 Costos directos.

Costos	Total (usd)
Materiales y accesorios	17696.36
Maquinas y accesorios	1068.50
Mano de obra	1560
Transporte	31.25
TOTAL COSTOS DIRECTOS	20356.11

6.2.2 Costos indirectos.

Tabla 6.13 Costos indirectos.

Costos	Valor (%C.D.)	Total (usd)
Ingenieriles	10	2035.61
Imprevistos	5	1017.81
Utilidad	0	0
TOTAL		3053.42

6.2.3 Costos totales.

Los costos totales representan la suma de los costos directos e indirectos. Estos equivalen a un valor de **23410 USD** (veintitrés mil cuatrocientos diez dólares).

6.3 Operación.

La máquina se debe instalar en un área con cubierta debido a las lluvias, el tablero eléctrico estará a una altura de 130 cm, en un lugar seco, libre de aceite, corrientes de aire o grasa que afecte el buen funcionamiento de los controles eléctricos y electrónicos de la máquina. Bastará de una sola persona para la operación del sistema de transporte, desempaquetado y alimentación de amianto.

Anclaje y nivelación.

Para el montaje del sistema se debe realizar una fundición de concreto en el lugar donde vaya a instalarse, ya que es necesario nivelarla correctamente para un buen funcionamiento, mientras que en el anclaje se colocan elementos cauchotables en los puntos de apoyo para absorber la vibración y aumentar la vida útil.

Ensamble.

Se debe verificar que todas las partes mecánicas, eléctricas y electrónicas del sistema estén conectadas adecuadamente según lo estipulado en los planos.

Acometidas eléctricas.

La acometida es trifásica a 220 V con neutro y una frecuencia de 60 Hz, protegida por un disyuntor de tres polos de 50 amperios.

Fiabilidad

El sistema de transporte, desempaquetado y alimentación de amianto, está diseñado con coeficientes de seguridad mayores a la unidad, e incluso en la mayoría de elementos diseñados se dispone de coeficientes de seguridad elevados.

El sistema estará diseñado para el desempaquetado de 5 paquetes por minutos, lo que garantiza que el operario no pueda exceder del mismo, primero porque el sistema no lo permite y segundo por el esfuerzo físico que realizaría el operario. Con esto se garantiza que el sistema no trabaje sobrecargado y cumpla a cabalidad con todos los parámetros de funcionamiento para el cual fue diseñado.

Los elementos electromecánicos no se verán afectados mayormente ya que se dispone de unidades de seguridad, además los cambios de procesos no son bruscos lo cual alarga la vida útil de los mismos.

Por esta razón todo el sistema de acuerdo al diseño realizado posee una muy buena fiabilidad y de acuerdo a los coeficientes de confiabilidad para los cuales están diseñados los elementos de máquinas se tiene entre el 95% y 98% de confiabilidad.

Un cálculo exacto y real de fiabilidad se lo puede realizar a base de cuadros estadísticos, una vez que el sistema esté construido y en funcionamiento, lo cual para esta tesis este paso se ve limitado.

Manual de operación

Antes de poner en funcionamiento el sistema se deben efectuarse las siguientes observaciones:

- Verificar que los selectores estén en las posiciones neutrales.
- Que no exista ningún paquete dentro del sistema de desempaquetado, o en alguna unidad que obstaculice su libre funcionamiento.
- Verificar que este encendido el breaker de la esclusa y del ventilador.
- Verificar que se disponga de alimentación neumática en las instalaciones.

Modo Manual.

Servirá solo en caso en el caso en que el modo automático se atasque y requiera de una condición para seguir su secuencia, allí el operario tendrá que hacer cumplir dicha condición. Para ejecutar el modo manual se deberá:

- Verificar las observaciones anteriores.
- Mover el selector a la posición ON.
- Mover el selector a la posición manual.
- Maniobrar los actuadores según se requiera.

Modo Automático.

- Mover el selector a la posición ON.
- Mover el selector a la posición automática.
- Mover el selector a la posición inicio.
- Colocar paquetes en la banda transportadora.
- Apagar cuando se desembolse el último paquete.

6.4 Mantenimiento.

El mantenimiento no es otra cosa que la conservación y cuidado que la máquina requiere para evitar en lo posible averías imprevistas, o reparar estas con la mayor presteza. Con el mantenimiento se puede asegurar el normal funcionamiento de la máquina, a fin de conservar el servicio para el cual ha sido diseñada.

6.4.1 Mantenimiento de elementos más importantes.

6.4.1.1 Compresor de tornillos.

El mantenimiento de un compresor de tornillo basa su atención en dependencia de las horas de funcionamiento.

Diariamente.

- El condensado se acumula en el fondo del depósito, por ende se debe vaciar de forma periódica, preferiblemente después de cada uso. La cantidad de condensado formado depende de la carga y de la temperatura ambiente del compresor.

Cada 100 horas de funcionamiento.

- Purgar, controlar o sustituir la pieza insertada del filtro de aspiración, procure que al desmontar el filtro de aspiración no entre polvo o suciedad en el regulador de aspiración.
- Controlar el nivel de aceite, nunca mezcle diferentes tipos de aceite, se ha alcanzado el nivel máximo de aceite cuando el aceite ha alcanzado el borde inferior de la tubuladura de llenado.

Cada 500 horas de funcionamiento.

- Comprobar las uniones roscadas, especialmente las de los contactos eléctricos e inspeccionar si hay fugas en las uniones roscada de los conductos de aceite.
- Cambiar el filtro de aceite del compresor, este se debe cambiar por primera vez tras 500 horas de servicios, después de este cambio se debe hacer cada 4000 horas de servicio.

Cada 3000 horas de funcionamiento.

- Limpiar el enfriador del compresor o una vez al año como mínimo, si hubiese problemas de temperatura en el compresor de tornillos, la causa podría ser suciedad o polvo en el enfriador.

- Limpiar el filtro del separador de condensados cada 3000 horas de servicio, este se limpia con un cepillo suave, en caso de excesiva suciedad debe reducirse los intervalos de limpieza.
- Cambiar las mangueras de presión flexible.

Cada 12000 horas de funcionamiento.

- Cambiar la válvula de presión mínima.
- Cambiar válvula de seguridad.

6.4.1.2 Ventilador centrífugo.

El mantenimiento de un ventilador centrífugo está focalizado directamente hacia partes importantes como son el motor, rodete, la flecha, transmisión, chumaceras, carcasa y estructura.

Mantenimiento general del motor.

- Mantener el motor y bobinas libres de suciedad o polvo, puesto que estos sirven como aisladores térmicos. El calor disipado por el motor es retenido causando sobrecalentamiento, provocando así una falla prematura. Sopletear el motor periódicamente para que esté libre de polvo y suciedad, además mantener el área que rodea el motor abierta de modo que el aire pueda circular a través del ventilador del motor.
- El motor debe estar libre de humedad para evitar los cortocircuitos eléctricos. Los motores almacenados por períodos de tiempos largos pueden presentar condensación de humedad en las bobinas. Asegúrese de que el motor esté seco antes de ser utilizado.
- Algunos motores son lubricados de por vida. Si los rodamientos del motor necesitan lubricación debe seguir un programa de mantenimiento recomendado por el fabricante.

Mantenimiento del rodete y eje.

- Examinar periódicamente el eje y la hélice para saber si hay acumulación de suciedad, corrosión o muestras de fatiga. Limpiar los componentes cuando sea apropiado y después comprobar el balanceo en el ensamble.

Mantenimiento de la transmisión.

- Inspeccionar periódicamente las bandas en busca de acumulación de suciedad, rebabas u obstrucciones que puedan causar el prematuro reemplazo de la banda. En el caso de encontrar rebabas, utilizar lijas finas para retirarlas de la transmisión.

Mantenimiento de la carcasa y estructura en general.

- Revisar en intervalos regulares todos los componentes o dispositivos estructurales utilizados para soportar o unir el ventilador a una estructura. El incorrecto montaje puede conducir a malas características de funcionamiento, fatiga y vibración. Comprobar los componentes metálicos en el caso de presentar corrosión, grietas para su debido cambio.

CAPÍTULO VII

7. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.

7.1 Conclusiones.

- El diseño del sistema de transporte que está compuesto por una banda transportadora se basó en el manejo de catálogos de diferentes empresas pioneras a nivel mundial en el diseño de máquinas de elevación y transporte, para lo cual, se seleccionó y comprobó cada uno de los dispositivos, con el fin de que los mismos se acoplen al sistema para luego tener las dimensiones ideales que servirán para la construcción de las mismas, debido que en el país no se cuenta con sucursales de estas empresas para comprar los dispositivos seleccionados.
- Del sistema de transporte depende la cantidad de sacos a desempaquetar, es así que se ha programado una longitud de transporte que abarque a cinco paquetes los cuales serán colocados por un operario, el mismo que manipulará el tablero de control para el respectivo desempaquetado, con esto se disminuye tiempos de operación, mano de obra y gasto de gasolina del montacargas al llevar los paquetes de la bodega al lugar donde se encuentra el siguiente proceso productivo.
- El sistema de desempaquetado se fundamentó en base al criterio del autor de la presente tesis, para el cual se dispuso de unidades de corte longitudinal y transversal para el desembolsado, el cual, fisurará tres lados del paquete para luego ser levantado por un grupo de ventosas y poder así descargar el amianto en una tolva. Luego de haber descargado el amianto, un transportador de cadena llevará la envoltura del paquete a la unidad de recolección.
- Una de las principales ventajas de todo el sistema que hace que se acople al espacio físico de cualquier industria, es el que cuenta con un sistema de alimentación neumática de presión positiva, el mismo que alimentará de amianto a cualquier proceso productivo, sea cual sea la

distancia. El sistema neumático dispone de una tolva con una capacidad de 0.14 m^3 lo que aproximadamente es la cantidad de tres paquetes, los cuales serán dosificados para su libre circulación mediante una válvula rotativa o esclusa, para luego ser transportados a través de una tubería por medio de un ventilador centrífugo. El sistema neumático al no disponer de un punto específico de alimentación, se tomó como tentativo un tramo el cual deberá ser rediseñado para su implantación.

- El sistema es accionado por medio de actuadores neumáticos cuyas secuencias son gobernadas por un PLC a modo automático y por parte del operario a modo manual. Se seleccionaron de acuerdo a las necesidades mecánicas de fuerza, torque, velocidad y desplazamiento. Para la programación del PLC se partió de un gráfico de secuencias programables GRAFCET que permitió a modo de flujograma determinar la secuencias para modo automática, para consecutivamente transformar las etapas a ecuaciones para la programación de lenguaje LADDER o de contactos.
- En el desarrollo de la Tesis se realizaron los dibujos de cada elemento del sistema para ir conjugando lo estético con la parte de diseño, y así por último realizar los planos de conjunto y despiece, con la precaución de realizarlos de manera clara y entendible para que el personal técnico entiendan los esquemas y no se compliquen al momento de una posible construcción del sistema.
- Una parte importantísima en el desarrollo de esta tesis ha sido el uso de software de ingeniería que en el caso de SolidWorks permitió realizar el ensamblaje real de todo el sistema, verificaciones de diseño, análisis cinemáticos y animaciones. El software SAP 2000 permitió verificar las secciones de los tubos con que están hechas las estructuras, y mediante un código de colores se verificó que dicha sección es la adecuada. El programa Working Model se vio limitado para esta Tesis, ya que el mismo no presenta una buena representación gráfica con relación a Simulation de SolidWorks.
- Para el sistema neumático y de control se empleó Automation Studio el cual simula el sistema completo mediante las librerías neumáticas y los módulos de GRAFCET. El PLC

fue programado y verificado con el programa TwidoSuite propio de la marca de PLC Telemecanique, que es un software muy amigable con relación al anterior TwidoSoft.

- Se realizaron costos directos e indirectos, en los cuales, los costos directos abarcaron materiales y accesorios eléctricos, mecánicos, de control y neumáticos, además de mano de obra, transporte, maquinaria y equipos utilizados. Los costos indirectos se constituyeron por costos ingenieriles, imprevistos y utilidad, los ingenieriles abarcaron el 10% de los costos directos y los imprevistos el 5%, no se consideró las utilidades ya que se diseñó un sistema el cual ayuda a mejorar el ambiente y la mano de obra, y no fabrica productos para la comercialización.

7.2 Recomendaciones.

- Al momento de colocar los paquetes en la banda transportadora, el operario debe tener en cuenta la disposición del paquete, el cual estará colocado de manera longitudinal a lo largo de la banda transportadora. Se deberá tener la precaución de no colocar paquetes rotos ya que la banda transportadora recirculará provocando que se contamine el ambiente, lo cual resulta altamente peligroso para la salud.
- En caso de que la máquina deje de funcionar en el modo automático revisar los planos eléctricos para detectar brevemente las fallas ocurridas. Si es el caso de la no detección de un final de carrera, hacer que se active el mismo manipulándolo en modo manual para luego colocarlo en Automático y siga con el ciclo.
- Al contar la fábrica con alimentación neumática, se evitará el costo de comprar el compresor de tornillos, el cual resulta muy elevado con respecto a todo el sistema.
- Se debe cumplir con un mantenimiento periódico del sistema, así se asegura la vida útil de los sistemas que la componen. Igualmente se debe efectuar un chequeo periódico de juntas, uniones y conexiones.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS.

- [1] INSTITUTO NACIONAL DE ECOLOGÍA (INE). Determinación de la Norma Técnica de Emisión de Asbesto. México: Procesa 1987. pp. 7.
- [2] TERRAZAS, V. Metodología del Diseño Aplicada a la Obtención de una Máquina Agrícola Cortadora de Avena Forrajera. Perú: Cibim 2007. pp. 2-8.
- [3] KAUMAN. Manual de Bandas Transportadoras y Accesorios. Madrid: Dnb 2008. pp. 2, 3, 6, 7.
- [4] MASCHINENBAU KITZ (MK). Técnicas de Transporte. 0.5 2009. ed. Alemania: Múnich 2008. pp. 17,18.
- [5] RULMECA. Rodillos y Componentes para el Transporte por Banda del Material a Granel. 2da. ed. Paris: Bues 2003. pp. 46-47, 260-265.
- [6] FÁBRICA DE ACO PAULISTA (FACO). Manual de Transportadores de Correias. 2da. ed. Porto Alegre: Allis 1987. pp. 1.60 .
- [7] INDUSTRIA TÉRMICO MECÁNICA (INTERMEC). La Transmisión de Potencia por Cadena de Rodillos. 5ta. ed. Bogotá: Allis 1987. pp. 6.
- [8] ALEXÁNDROV, M. Aparatos y Máquinas de Elevación y Transporte. Moscú: Mir 1976. pp. 243, 257-258.
- [9] RAMÍREZ, A. Diseño y Selección en INVENTOR de una Máquina Desbobinadora de Flejes de Acero. Quito: EPN 2010. pp. 36-88 (Tesis).
- [10] MATAIX, C. Mecánica de Fluidos. 2 da ed. México: McGraw-Hill. 1997, pp. 265.
- [11] VILLARÓN, J. Diseño de un Robot Neumático para Limpieza de Cristales Inaccesibles. Madrid: TECNUM 2008. pp. 30
- [12] MORÁN, I. Apuntes de Sistemas Neumáticos. Riobamba: ESPOCH 2008. pp. 30 (Documento)
- [13] SMC. Componentes para Manipulación de Vacío. Barcelona: Vacum 2006. pp. 8-15
- [14] VILLAMARÍN, O. Diseño de una Plataforma Típica de Producción Petrolera en la Amazonia Ecuatoriana. Quito: EPN 2010. pp. 97-105 (Tesis)

BIBLIOGRAFÍA

ALEXÁNDROV, M. Aparatos y Máquinas de Elevación y Transporte. Moscú: Mir, 1976.

AVALLONE, E. BAUMEISTER, T. Marks Manual del Ingeniero Mecánico. 9na.ed. México: McGraw-Hill, 2001.

MATAIX, C. Mecánica de Fluidos y Máquinas Hidráulicas. 2da.ed. México: Harla, 1991.

SHIGLEY, J. Diseño en Ingeniería Mecánica. 5ta.ed. México: McGraw-Hill, 1990.

FAIRES, V. Diseño de Elementos de Máquinas. 4ta.ed. Barcelona: Limusa, 2003.

DEUTSCHMAN, A. Diseño de Máquinas Teoría y Práctica”. 2da.ed. México: Continental, 1987.

LARBURU, N. Máquinas, Prontuario: Técnicas, Máquinas Herramientas. 13ra.ed. Madrid: Paraninfo, 2001.

MOTT, R. Diseño de Elementos de Máquinas. 4ta.ed. México: Pearson, 2006.

BLANK, L. Diseño de Elementos de Máquinas. 4ta.ed. México: Pearson, 2006.

BLANK, L. TARQUIN, A. Ingeniería Económica. 4ta.ed. México: McGraw-Hill, 1999.

BACA, G. Ingeniería Económica. 8va.ed. Bogotá: Fep, 1990.

INSTITUTO NACIONAL DE ECOLOGÍA (INE). Determinación de la Norma Técnica de Emisión de Asbesto. México: Procesa 1987.

TERRAZAS, V. Metodología del Diseño Aplicada a la Obtención de una Máquina Agrícola Cortadora de Avena Forrajera. Perú: Cibim 2007.

KAUMAN. Manual de Bandas Transportadoras y Accesorios. Madrid: Dnb 2008.

MASCHINENBAU KITZ (MK). Técnicas de Transporte. 0.5 2009. ed. Alemania: Múnich 2008.

RULMECA. Rodillos y Componentes para el Transporte por Banda del Material a Granel. 2da. ed. Paris: Bues 2003.

FÁBRICA DE ACO PAULISTA (FACO). Manual de Transportadores de Correias. 2da. ed. Porto Alegre: Allis 1987.

INDUSTRIA TÉRMICO MECÁNICA (INTERMEC). La Transmisión de Potencia por Cadena de Rodillos. 5ta. ed. Bogotá: Allis 1987.

ALEXÁNDROV, M. Aparatos y Máquinas de Elevación y Transporte. Moscú: Mir 1976.

RAMÍREZ, A. Diseño y Selección en INVENTOR de una Máquina Desbobinadora de Flejes de Acero. Quito: EPN 2010.

VILLARÓN, J. Diseño de un Robot Neumático para Limpieza de Cristales Inaccesibles. Madrid: TECNUM 2008.

MORÁN, I. Apuntes de Sistemas Neumáticos. Riobamba: ESPOCH 2008 (Documento).

SMC. Componentes para Manipulación de Vacío. Barcelona: Vacum 2006.

VILLAMARÍN, O. Diseño de una Plataforma Típica de Producción Petrolera en la Amazonia Ecuatoriana. Quito: EPN 2010 (Tesis).

MONTALVO, P. Manejo y Programación de PLC. Riobamba: ESPOCH 2009 (Documento).

PIRELLI. Catálogo de Bandas. 2007

SKF. Catálogo General de Selección de Rodamientos y Chumaceras. 2003

DIPAC. Catálogo de Selección de Perfiles. 2006

TELEMECANIQUE. Manual Electrotécnico Telesquemario. 1999

REX. Catálogo Rex Roller Chain.1988

LINKOGRAFÍA

Amianto.

<http://www.chrysotile.com/es/index.aspx>

2010-01-04

Forma de Manipulación de Amianto

http://www.chrysotile.com/es/photos/reportage_chrysociment/pr_01.aspx

2010-02-04

Desembolsadoras.

www.logismarket.com.ar

2010-03-18

Bandas Transportadoras.

http://www.kauman.com/es/index_es.asp

2010-05-11

Diseño de un Sistema de Transporte Neumático

<http://www.cheresources.com/pnuconvey.shtml>

2010-10-04

Mecanismo de Elevación con Tijeras.

<http://www.leizasl.com/index.htm>

2010-11-01

Perfiles Metálicos.

[http:// www.dipacmanta.com](http://www.dipacmanta.com)

2010-11-04

Motores Neumáticos.

<http://www.neumac.es>

2010-11-08

Selección de Ventosas

<http://www.ar-vacuum.com/empresa.php>

2010-11-09

Instalaciones Neumáticas.

http://maqlab.uc3m.es/NEUMATICA/Capitulo5/C5_apartado3.htm#1

2010-11-15

Sistema de Producción y Transporte de Aire Comprimido.

<http://www.monografias.com/trabajos66/sistema-transporte-aire-comprimido/sistema-transporte-aire-comprimido.shtml>

2010-11-29

Sensores para Sólidos.

http://www.ingetes.com/marcaestudio/web/index.php?option=com_frontpage&Itemid=1

2010-12-13

Automatismo Neumático.

http://maqlab.uc3m.es/NEUMATICA/Capitulo5/C5_apartado2.htm#1

2010-12-23

Contactores Electromecánicos.

<http://www.electricidadlynch.com.ar/Contactores.html>

2010-12-26

Dispositivos Eléctricos.

<http://www.controltechsite.com/>

2010-12-28

PLC Twido:

<http://www.telemecanique.es>

2010-12-28

Normas de Dibujo Mecánico.

<http://www.dibujotecnico.com/index.asp>

2010-12-30

ANEXOS

ANEXO A1

Resistencias comparadas de algunos polímeros transportadores KAUMAN.

A.- Recomendado B.- Le Afecta en Grado Bajo o Medio C.- Le Afecta en Grado Medio o Severo X.- Material no Recomendado Tipo de Material	Tipo de Polímero Base			
	Natural	SBR	Nitrilo	Cloropreno
Aceites lubricantes derivados del petróleo	X	X	A	B
Aceites vegetales	X	X	A	C
Aceites y grasas animales	X	X	A	B
Acetato de calcio	A	X	B	B
Acetato de sodio	A	X	B	B
Ácido acético glacial	B	B	B	X
Ácido benzoico	X	X	X	X
Ácido carbónico	A	B	B	A
Ácido cítrico	A	A	A	A
Ácido fórmico	A	A	B	A
Ácido fosfórico 20%	B	C	X	B
Ácido hipocloroso	B	X	X	X
Ácido nítrico diluído	X	X	X	A
Ácido oleico	X	X	C	C
Ácido oxálico	B	B	B	B
Ácido sulfúrico concentrado	X	X	X	X
Ácido sulfúrico diluído	C	C	X	B
Ácido tartárico	A	B	A	B
Alcohol butílico	A	A	A	A
Alcohol desnaturalizado	A	A	A	A
Alcohol etílico	A	A	C	A
Alcohol isobutílico	A	B	B	A
Asfalto	X	X	B	C
Azufre	X	X	X	A
Bario (cloruro, hidróxido, sulfato)	A	A	A	A
Bórax	B	B	A	B
Butadieno	X	X	X	B
Butanol	A	A	A	A
Carbonato cálcico	A	A	A	A
Cloruro cálcico	A	A	A	A
Cloruro sódico (potásico)	A	A	A	A
Detergentes disueltos	B	B	A	B
Estearato de butilo	X	X	B	X
Etano	X	X	A	B
Etil éter	X	X	C	X
Etilénglicol	A	A	A	A
Formaldehido	B	C	C	C
Fuel A	X	X	A	B

ANEXO A2

Tipo de carcasa transportadora KAUMAN.

Tipo de Carcasa	Ventajas	Inconvenientes	Gama de Aplicación
Textil, Lonas EP	<ul style="list-style-type: none"> Buena resistencia a la rotura e impacto. Buena flexibilidad. Resistencia a la humedad. No interfiere con sistemas de detección de metales. 	<ul style="list-style-type: none"> Alargamiento en servicio, del orden del 1,5%. Pérdida de flexibilidad en la gama alta de resistencias, al incorporar varias capas textiles. 	<ul style="list-style-type: none"> Instalaciones de corta o media longitud. Gama normal de resistencias entre 200 y 1.250 Kg/cm.
Malla Metálica	<ul style="list-style-type: none"> Incorporan una o dos tramas metálicas, que mejoran la resistencia a cortes e impactos. Mayor flexibilidad que sus equivalentes textiles. (menor diámetro de tambores; menor consumo) 	<ul style="list-style-type: none"> Cierta dificultad en el empalme. Posibles corrosiones en caso de deterioro de las cubiertas. 	<ul style="list-style-type: none"> Instalaciones de cortas o grandes longitudes. Gama de resistencias entre 350 y 2.000 Kg/cm. Elevadores de cangilones. Transportadores planos con rigidez transversal
Metálica, de Cables	<ul style="list-style-type: none"> Alargamiento en servicio del orden del 0,15%. 	<ul style="list-style-type: none"> Mayor dificultad en el empalme. Posibles corrosiones en caso de deterioro de las cubiertas. Escasa resistencia al corte longitudinal 	<ul style="list-style-type: none"> Instalaciones de grandes longitudes. Gama de resistencias, entre 500 y 5.400 Kg/cm.
Tejido de Aramida	<ul style="list-style-type: none"> Buena resistencia a agentes químicos y temperatura. Resistencias y alargamientos, similares a las metálicas. No interfiere con sistemas de detección de metales. Mayor flexibilidad que sus equivalentes metálicas. (menor diámetro de tambores; menor consumo) 	<ul style="list-style-type: none"> Mayor dificultad en el empalme. 	<ul style="list-style-type: none"> Instalaciones de medias o grandes longitudes. Gama de resistencias entre 600 y 3.150 Kg/cm.

ANEXO B1

Número de cadena REXNORD.

A roller chain

SELECTION OF CHAIN DRIVES

rex
roller chain

ANSI ROLLER CHAIN

Table 2 - Chain Numbers and Driver Sprockets

R.P.M. of Driver Sprocket (Usually the Smaller)	DESIGN HORSEPOWER									
	1/2	1	1 1/2	2	3	4	5	7 1/2	10	
Chain No. Min. Teeth on Driver Bore, In.*	Chain No. Min. Teeth on Driver Bore, In.*	Chain No. Min. Teeth on Driver Bore, In.*	Chain No. Min. Teeth on Driver Bore, In.*	Chain No. Min. Teeth on Driver Bore, In.*	Chain No. Min. Teeth on Driver Bore, In.*	Chain No. Min. Teeth on Driver Bore, In.*	Chain No. Min. Teeth on Driver Bore, In.*	Chain No. Min. Teeth on Driver Bore, In.*	Chain No. Min. Teeth on Driver Bore, In.*	Chain No. Min. Teeth on Driver Bore, In.*
1700-2000	41 (15) 1 1/4	41 (15) 1 1/4	41 (15) 1 1/4	35 (15) 1 1/4	35 (15) 1 1/4	35 (18) 1 1/4	35 (22) 1 1/4	40 (15) 1 1/4	40 (20) 1 1/4	
1400-1699	41 (15) 1 1/4	41 (15) 1 1/4	41 (15) 1 1/4	35 (15) 1 1/4	35 (18) 1 1/4	35 (22) 1 1/4	40 (15) 1 1/4	40 (17) 1 1/4	40 (22) 1 1/4	
1150-1399	41 (15) 1 1/4	41 (15) 1 1/4	41 (15) 1 1/4	41 (15) 1 1/4	41 (19) 1 1/4	41 (22) 2	40 (15) 1 1/4	40 (20) 1 1/4	50 (15) 1 1/2	
950-1149	41 (15) 1 1/4	41 (15) 1 1/4	41 (15) 1 1/4	41 (15) 1 1/4	41 (21) 1 1/4	40 (15) 1 1/4	40 (17) 1 1/4	50 (15) 1 1/2	50 (16) 1 1/2	
800-949	41 (15) 1 1/4	41 (15) 1 1/4	41 (15) 1 1/4	41 (15) 1 1/4	41 (22) 2	40 (16) 1 1/4	40 (19) 1 1/4	50 (15) 1 1/2	50 (19) 2	
650-799	41 (15) 1 1/4	41 (15) 1 1/4	41 (15) 1 1/4	41 (17) 1 1/2	40 (15) 1 1/4	40 (18) 1 1/2	40 (22) 1 1/4	50 (17) 1 1/4	50 (22) 2	
525-649	41 (15) 1 1/4	41 (15) 1 1/4	41 (16) 1 1/4	41 (20) 1 1/4	40 (17) 1 1/4	40 (21) 1 1/4	50 (15) 1 1/2	50 (20) 2	60 (17) 2 1/4	
425-524	41 (15) 1 1/4	41 (15) 1 1/4	41 (19) 1 1/4	40 (15) 1 1/4	40 (20) 1 1/4	50 (15) 1 1/2	50 (17) 1 1/4	60 (15) 1 1/4	60 (20) 2 1/4	
375-424	41 (15) 1 1/4	41 (15) 1 1/4	41 (20) 1 1/4	40 (15) 1 1/4	40 (22) 1 1/4	50 (16) 1 1/4	50 (19) 2	60 (17) 2 1/4	60 (23) 2 1/4	
325-374	41 (15) 1 1/4	41 (18) 1 1/4	40 (15) 1 1/4	40 (17) 1 1/4	50 (15) 1 1/2	50 (17) 1 1/4	50 (21) 2	60 (19) 2 1/4	80 (15) 2 1/4	
275-324	41 (15) 1 1/4	41 (18) 1 1/4	40 (15) 1 1/4	40 (19) 1 1/4	50 (15) 1 1/2	50 (20) 2	60 (15) 1 1/4	60 (22) 2 1/4	80 (15) 2 1/4	
225-274	41 (15) 1 1/4	41 (22) 2	40 (17) 1 1/4	40 (22) 1 1/4	50 (18) 1 1/4	60 (15) 1 1/4	60 (18) 2 1/4	80 (15) 2 1/4	80 (15) 2 1/4	
185-224	41 (15) 1 1/4	41 (22) 2	40 (20) 1 1/4	50 (15) 1 1/2	50 (21) 2	60 (17) 2 1/4	60 (21) 2 1/4	80 (15) 2 1/4	80 (18) 2 1/4	
160-184	41 (15) 1 1/4	40 (18) 1 1/4	50 (15) 1 1/2	50 (17) 1 1/4	60 (15) 1 1/4	60 (19) 2 1/4	80 (15) 2 1/4	80 (15) 2 1/4	80 (20) 2 1/4	
140-159	41 (17) 1 1/2	40 (18) 1 1/4	50 (15) 1 1/2	50 (18) 1 1/4	60 (16) 2	60 (22) 2 1/4	70 (15) 2 1/4	80 (17) 2 1/4	90 (22) 2 1/4	
120-139	41 (19) 1 1/2	40 (20) 1 1/4	50 (16) 1 1/4	50 (21) 2	60 (19) 2 1/4	80 (15) 2 1/4	80 (15) 2 1/4	80 (20) 2 1/4	100 (15) 3	
90-119	40 (15) 1 1/4	50 (15) 1 1/2	50 (20) 2	60 (17) 2 1/4	80 (15) 2 1/4	80 (15) 2 1/4	80 (17) 2 1/4	100 (15) 3	100 (18) 3	
75-89	40 (16) 1 1/4	50 (17) 1 1/4	60 (15) 1 1/4	60 (19) 2 1/4	80 (15) 2 1/4	80 (16) 2 1/4	80 (20) 2 1/4	100 (16) 3	100 (21) 3	
65-74	40 (18) 1 1/4	50 (18) 1 1/4	60 (17) 2 1/4	60 (22) 2 1/4	80 (15) 2 1/4	80 (18) 2 1/4	80 (23) 2 1/4	100 (18) 3	100 (24) 3	
55-64	40 (21) 1 1/4	50 (21) 2	60 (19) 2 1/4	80 (15) 2 1/4	80 (16) 2 1/4	80 (21) 2 1/4	100 (15) 3	100 (20) 3	120 (17) 3 1/2	
45-54	50 (15) 1 1/2	60 (16) 2	60 (22) 2 1/4	80 (16) 2 1/4	80 (19) 2 1/4	100 (15) 3	100 (17) 3	120 (15) 3 1/4	120 (21) 3 1/2	
35-44	50 (17) 1 1/2	60 (19) 2 1/4	80 (15) 2 1/4	80 (17) 2 1/4	100 (15) 3	100 (17) 3	100 (20) 3	120 (19) 3 1/4	140 (17) 4 1/4	
31-34	50 (18) 1 1/2	60 (21) 2 1/4	80 (15) 2 1/4	80 (18) 2 1/4	100 (15) 3	100 (18) 3	120 (15) 3 1/4	120 (21) 3 1/4	140 (19) 4 1/4	
26-30	50 (21) 2	80 (15) 2 1/4	80 (16) 2 1/4	80 (21) 2 1/4	100 (17) 3	100 (21) 3	120 (17) 3 1/2	140 (17) 4 1/4	140 (21) 4 1/4	
21-25	60 (15) 1 1/4	80 (15) 2 1/4	80 (19) 2 1/4	100 (15) 3	100 (20) 3	120 (16) 3 1/2	120 (21) 3 1/2	140 (21) 4 1/4	160 (18) 5 1/4	
16-20	60 (19) 2 1/4	80 (17) 2 1/4	100 (15) 3	100 (17) 3	120 (15) 3 1/4	120 (21) 3 1/2	140 (17) 4 1/4	160 (18) 5 1/4	160 (21) 5 1/4	
11-15	80 (15) 2 1/4	80 (22) 2 1/4	100 (18) 3	120 (15) 3 1/4	120 (21) 3 1/4	140 (19) 4 1/4	140 (21) 4 1/4	160 (25) 5 1/4		
5-10	80 (23) 2 1/4	120 (15) 3 1/4	140 (15) 4 1/4	140 (19) 4 1/4	160 (19) 5 1/4	160 (26) 5 1/4				

▲ If the required horsepower is not listed, use the next higher.

* "Bore, In." is the largest standard keyseated bore that normally can be accommodated.

ANEXO B2

Pasos para cadena INTERMEC.

**TABLA DE DIMENSIONES
DE LAS CADENAS ANSI SENCILLAS**

En pulgadas. El paso figura tanto en pulgadas como en milímetros. Para convertir a milímetros cualquier otra dimension, multipliquese por 25.4



CADENA NUMERO	DIMENSIONES							LIMITE DE ROTURA Lbs.	PESO Lbs. POR PIE 30.5 cms.
	PASO "P" mm	LARGO RODILLO "W" mm	DIAMETRO RODILLO "D" mm	DIAMETRO PASADOR "C" mm	GRUESO CHAPETA "F" mm	ANCHO CHAPETA "H" mm	M.		
25	1/4" * 6.35 mm	0.125	0.130	0.0906	0.030	0.234	0.188	0.875	0.09
35	3/8" * 9.52 mm	0.187	0.200	0.141	0.050	0.350	0.267	2.100	0.21
40	1/2" * 12.7 mm	0.312	0.312	0.156	0.060	0.466	0.380	3.700	0.42
50	5/8" * 15.87 mm	0.375	0.400	0.200	0.080	0.584	0.460	6.100	0.69
60	3/4" * 19.05 mm	0.500	0.468	0.234	0.094	0.700	0.586	8.500	1.00
80	1" * 25.4 mm	0.625	0.625	0.312	0.125	0.934	0.741	14.500	1.71
100	1 1/4" * 31.75 mm	0.750	0.750	0.375	0.156	1.166	0.923	24.000	2.58
120	1 1/2" * 38.10 mm	1.000	0.875	0.437	0.187	1.400	1.150	34.000	3.87
140	1 3/4" * 44.45 mm	1.000	1.000	0.500	0.219	1.634	1.215	46.000	4.95
160	2" * 50.80 mm	1.250	1.125	0.562	0.250	1.866	1.451	58.000	6.61
200	2 1/2" * 63.50 mm	1.500	1.562	0.781	0.312	2.250	1.777	95.000	10.96
240	3" * 76.20 mm	1.875	1.875	0.937	0.375	2.800	2.187	130.000	16.50

ANEXO B3

Número de catalina REXNORD.

41 BROWNING STOCK SINGLE STRAND SPROCKETS FOR No. 41, 1/2" PITCH AMERICAN STANDARD ROLLER CHAIN

Table No. 1 Steel Single Sprockets with Finished Bores

Part No.	DIAMETERS		No. Teeth	Type	STOCK BORES MARKED "X"					DIMENSIONS				Wt. Lbs.
	Outside	Pitch			1/4"	3/8"	1/2"	5/8"	1"	T	L Max.	P	H	
4119	1.69	1.462	9	1	X	X	—	—	—	.227	3/8	1 1/2	1 1/2	.2
4110	1.84	1.618	10	1	X	X	X	—	—	.227	3/8	1 1/2	1 1/2	.3
4111	2.00	1.775	11	1	X	X	X	—	—	.227	3/8	1 1/2	1 1/2	.4
4112	2.17	1.932	12	1	X	X	X	X	—	.227	3/8	1 1/2	1 1/2	.4
4113	2.30	2.089	13	1	X	X	X	X	—	.227	3/8	1 1/2	1 1/2	.5
4114	2.49	2.247	14	1	X	X	X	X	X	.227	3/8	1 1/2	1 1/2	.6
4115	2.65	2.405	15	1	—	X	X	—	X	.227	3/8	1 1/2	1 1/2	.8
4116	2.80	2.563	16	1	—	X	X	—	X	.227	3/8	1 1/2	1 1/2	.8
4117	2.96	2.721	17	1	—	X	X	—	X	.227	3/8	1 1/2	1 1/2	1.0
4118	3.14	2.879	18	1	—	X	X	—	X	.227	3/8	1 1/2	1 1/2	1.1
4119	3.30	3.038	19	1	—	X	X	—	X	.227	3/8	1 1/2	1 1/2	1.2
4120	3.45	3.196	20	1	—	—	X	—	X	.227	1	2 1/2	2 1/2	1.4
4121	3.62	3.355	21	1	—	—	X	—	X	.227	1	2 1/2	2 1/2	1.4
4122	3.75	3.513	22	1	—	—	X	—	X	.227	1	2 1/2	2 1/2	1.5
4123	3.94	3.672	23	1	—	—	X	—	X	.227	1	2 1/2	2 1/2	1.6
4124	4.10	3.831	24	1	—	—	X	—	X	.227	1 1/2	2 1/2	2 1/2	1.6

Furnished with Standard Keyseats and Hollow Head Setscrews except 1/2" bores which have no Keyseat. THUB is recessed 1/4" wide for chain clearance.

Table No. 2 Steel Single Sprockets with Split Taper Bushings

Part No.	Bushing	DIAMETERS		No. Teeth	Type	DIMENSIONS											Wt. Less Bushing
		Outside	Pitch			T	O.L.	L	P	C	S	H	G	X	E		
41G12	G	2.17	1.932	12	3	.227	1 1/8	1"	1 1/2	1 1/8	—	2"	1 1/8	1 1/8	1 1/8	.3	
41G13	G	2.30	2.089	13	3	.227	1 1/8	1"	1 1/2	1 1/8	—	2"	1 1/8	1 1/8	1 1/8	.4	
41G14	G	2.49	2.247	14	3	.227	1 1/8	1"	1 1/2	1 1/8	—	2"	1 1/8	1 1/8	1 1/8	.4	
41G15	G	2.65	2.405	15	3	.227	1 1/8	1 1/8	1 1/2	1 1/8	—	2 1/2	1 1/8	1 1/8	1 1/8	.4	
41H15	H	2.65	2.405	15	3	.227	1 1/2	1 1/4	1 1/2	1 1/8	—	2 1/2	1 1/8	1 1/8	1 1/8	.5	
41G16	G	2.80	2.563	16	3	.227	1 1/4	1 1/4	1 1/2	1 1/8	—	2 1/2	1 1/8	1 1/8	1 1/8	.5	
41H16	H	2.80	2.563	16	3	.227	1 1/2	1 1/4	1 1/2	1 1/8	—	2 1/2	1 1/8	1 1/8	1 1/8	.5	
41G17	G	2.96	2.721	17	3	.227	1 1/4	1 1/4	1 1/2	1 1/8	—	2 1/2	1 1/8	1 1/8	1 1/8	.6	
41H17	H	2.96	2.721	17	3	.227	1 1/2	1 1/4	1 1/2	1 1/8	—	2 1/2	1 1/8	1 1/8	1 1/8	.6	
41H18	H	3.14	2.879	18	3	.227	1 1/2	1 1/4	1 1/2	1 1/8	—	2 1/2	1 1/8	1 1/8	1 1/8	.7	
41H19	H	3.30	3.038	19	3	.227	1 1/2	1 1/4	1 1/2	1 1/8	—	2 1/2	1 1/8	1 1/8	1 1/8	.8	
41H20	H	3.45	3.196	20	3	.227	1 1/2	1 1/4	1 1/2	1 1/8	—	2 1/2	1 1/8	1 1/8	1 1/8	.8	
41H21	H	3.62	3.355	21	3	.227	1 1/2	1 1/4	1 1/2	1 1/8	—	2 1/2	1 1/8	1 1/8	1 1/8	.9	
41H22	H	3.75	3.513	22	3	.227	1 1/2	1 1/4	1 1/2	1 1/8	—	2 1/2	1 1/8	1 1/8	1 1/8	.9	
41H23	H	3.94	3.672	23	3	.227	1 1/2	1 1/4	1 1/2	1 1/8	—	2 1/2	1 1/8	1 1/8	1 1/8	1.0	
41H24	H	4.10	3.831	24	3	.227	1 1/2	1 1/4	1 1/2	1 1/8	—	2 1/2	1 1/8	1 1/8	1 1/8	1.1	
41H25	H	4.26	3.989	25	3-S	.227	1 1/2	1 1/4	1 1/2	1 1/8	—	2 1/2	1 1/8	1 1/8	1 1/8	1.1	
41H26	H	4.42	4.158	26	3-S	.227	1 1/2	1 1/4	1 1/2	1 1/8	—	2 1/2	1 1/8	1 1/8	1 1/8	1.1	
41H27	H	4.58	4.307	27	3-S	.227	1 1/2	1 1/4	1 1/2	1 1/8	—	2 1/2	1 1/8	1 1/8	1 1/8	1.1	
41H28	H	4.70	4.466	28	3-S	.227	1 1/2	1 1/4	1 1/2	1 1/8	—	2 1/2	1 1/8	1 1/8	1 1/8	1.2	
41H30	H	5.06	4.783	30	3-S	.227	1 1/2	1 1/4	1 1/2	1 1/8	—	2 1/2	1 1/8	1 1/8	1 1/8	1.3	
41H32	H	5.38	5.101	32	3-S	.227	1 1/2	1 1/4	1 1/2	1 1/8	—	2 1/2	1 1/8	1 1/8	1 1/8	1.5	
41H35	H	5.86	5.578	35	3-S	.227	1 1/2	1 1/4	1 1/2	1 1/8	—	2 1/2	1 1/8	1 1/8	1 1/8	1.8	
41P36	P1	6.02	5.737	36	4-S	.227	2 1/8	1 1/8	1 1/2	1 1/8	—	3	1 1/8	1 1/8	1 1/8	2.5	
41P40	P1	6.65	6.373	40	4-S	.227	2 1/8	1 1/8	1 1/2	1 1/8	—	3	1 1/8	1 1/8	1 1/8	3.0	
41P42	P1	6.97	6.691	42	4-S	.227	2 1/8	1 1/8	1 1/2	1 1/8	—	3	1 1/8	1 1/8	1 1/8	3.1	
41P45	P1	7.45	7.168	45	4-S	.227	2 1/8	1 1/8	1 1/2	1 1/8	—	3	1 1/8	1 1/8	1 1/8	3.4	
41P48	P1	7.93	7.645	48	4-S	.227	2 1/8	1 1/8	1 1/2	1 1/8	—	3	1 1/8	1 1/8	1 1/8	4.0	
41P54	P1	8.89	8.599	54	4-S	.227	2 1/8	1 1/8	1 1/2	1 1/8	—	3	1 1/8	1 1/8	1 1/8	4.3	
41P60	P1	9.84	9.554	60	4-S	.227	2 1/8	1 1/8	1 1/2	1 1/8	—	3	1 1/8	1 1/8	1 1/8	5.5	
41P70	P1	11.43	11.145	70	4-S	.227	2 1/8	1 1/8	1 1/2	1 1/8	—	3	1 1/8	1 1/8	1 1/8	7.0	
41P72	P1	11.75	11.463	72	4-S	.227	2 1/8	1 1/8	1 1/2	1 1/8	—	3	1 1/8	1 1/8	1 1/8	7.9	
41P80	P1	13.03	12.736	80	4-S	.227	2 1/8	1 1/8	1 1/2	1 1/8	—	3	1 1/8	1 1/8	1 1/8	9.3	
41P84	P1	13.66	13.372	84	4-S	.227	2 1/8	1 1/8	1 1/2	1 1/8	—	3	1 1/8	1 1/8	1 1/8	9.7	
41P96	P1	15.57	15.281	96	4-S	.227	2 1/8	1 1/8	1 1/2	1 1/8	—	3	1 1/8	1 1/8	1 1/8	13.0	
41P112	P1	18.12	17.828	112	4-S	.227	2 1/8	1 1/8	1 1/2	1 1/8	—	3	1 1/8	1 1/8	1 1/8	18.0	

Where two sprockets with the same number of teeth but different bushings are offered we suggest using the one with the larger bushing for heavier service, shock load and high torque drives. Will not be restocked; available in production quantities only when present supply is exhausted.

Bore Range

Table No. 3

Bushing	Bore Range
G	3/8" - 1"
H	3/8" - 1 1/2"
P1	1/2" - 1 1/4"

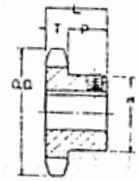


Standard Keyseats

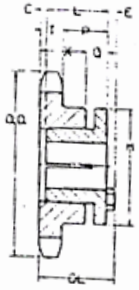
Table No. 4

Bore Range	Keyseat
3/8" - 1/2"	None
1/2" - 3/4"	1/8" x 1/8"
3/4" - 1"	1/8" x 1/8"
1" - 1 1/4"	1/8" x 1/8"
1 1/4" - 1 1/2"	1/8" x 1/8"
1 1/2" - 1 3/4"	1/8" x 1/8"

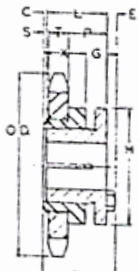
1 1/4" Bore Bushings also available with 1/8" x 1/8" Keyseat.



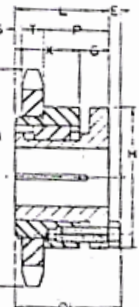
Type 1



Type 3



Type 3-S



Type 4-S

ANEXO C

Especificaciones técnicas del ventilador S&P.



■ Características técnicas

Es imprescindible comprobar que las características eléctricas (voltaje, intensidad, frecuencia, etc.) del motor que aparecen en la placa del mismo son compatibles con las de la instalación.

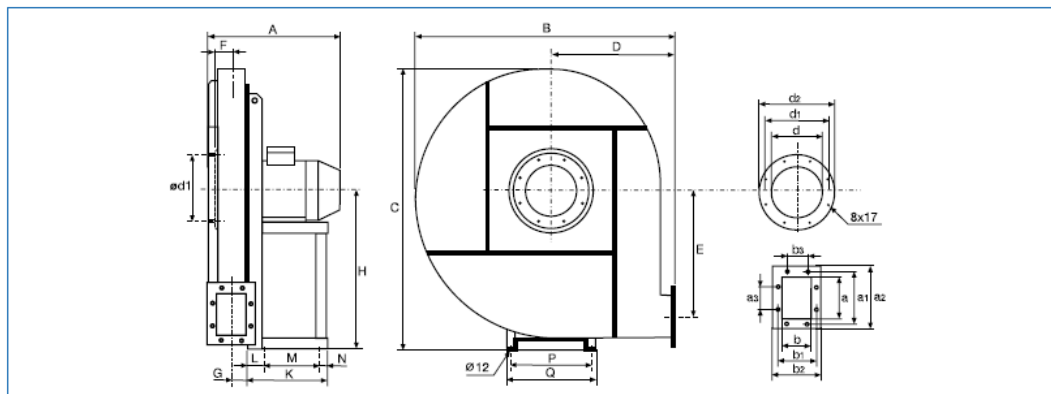
Los aparatos antiexplosivos solamente pueden funcionar a temperatura ambiente entre -30°C y +40°C.

Modelo	Velocidad (r.p.m.)	Potencia motor (kW)	Intensidad placa (A)	Caudal máximo (m³/h)	Nivel de presión sonora* (dB(A))	Temperatura aire vehiculado máxima (°C)	Peso (kg)
CBTR/2-355	2830	1,1	2,50	1720	72	80	38
CBTR/2-400	2850	2,2	4,40	2690	76	80	54
CBTR/2-450	2880	4	7,40	3730	80	80	81
CBTR/2-500	2850	5,5	10,90	4570	83	80	109
CBTR/2-560	2860	11	20	5660	87	80	144

*Nivel de presión sonora medio, medidos a 1,5 metros en dB(A) en campo libre, a la aspiración de los ventiladores.

Ventiladores centrífugos

■ Dimensiones (mm)



Modelo	A*	B	C	D	E	F	G	H	K	L	M	N	P	Q	a	a1	a2	a3	b	b1	b2	b3	d	d1	d2
CBTR/2-355	400	535	615	250	220	61	56	355	198	45	139	14	203	225	146	182	216	112	105	139	175	-	184	219	254
CBTR/2-400	455	590	655	280	242	67	61	375	223	55	151	17	234	260	164	200	234	112	117	151	187	-	204	241	274
CBTR/2-450	555	645	715	300	269	76	70	400	280	30	227	23	289	324	183	219	253	112	131	165	201	-	228	265	298
CBTR/2-500	585	715	800	335	302	83	78	450	338	40	275	23	337	372	205	241	275	112	146	182	216	112	254	292	324
CBTR/2-560	750	805	890	375	343	92	87	500	467	50	389	28	395	440	229	265	299	112	164	200	234	112	285	332	365

ANEXO D

Especificaciones técnicas de la esclusa MIGSA.



Materiales

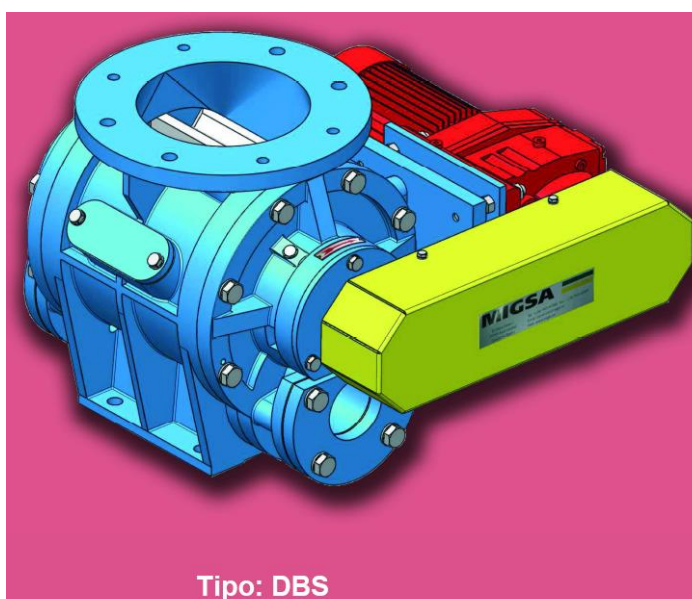
Cuerpo y Tapas	Fundición gris (GG25)	Estándar
	Inox. 1.4408	Para productos alimentarios y químicos

Rotor	Acero al carbono	Estándar
	Antidesgaste Hardox	Para productos abrasivos
	Inox. AISI-304	Para productos alimentarios y químicos
	Inox. AISI-316	Para productos alimentarios y químicos



Volumen de transporte

Diámetro de la entrada (mm)	Volumen suministrado por vuelta (dm ³)	Flujo volumétrico teórico 100% de llenado (m ³ /h)	Diámetro nominal de la tubería de transporte
175	6	2 - 12	65-100
200	11,2	3 - 23	80-125
250	20	6 - 42	100-150
300	34	10 - 61	125-200



Tipo: DBS

ANEXO E

Valor de la constante k

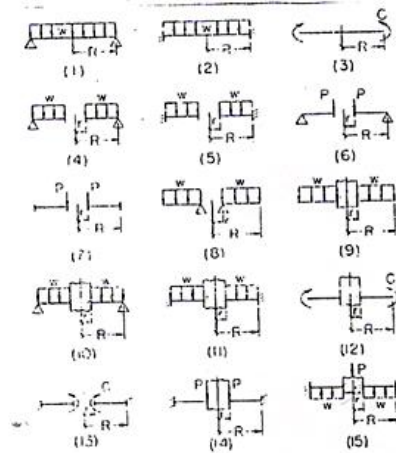


Fig. 69

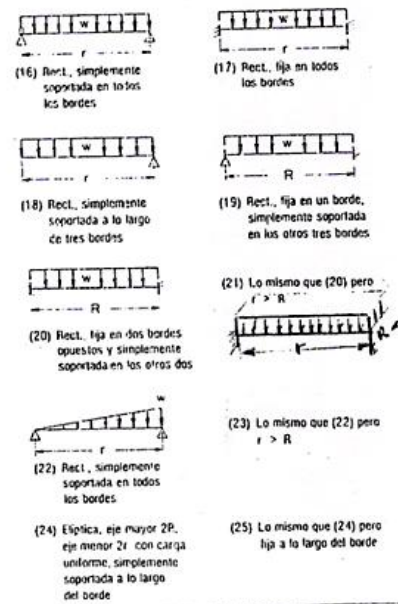


Tabla 20. Coeficientes k y k_1 para placas rectangulares y elípticas ($\mu = 0.3$)

R/r Caso	1.0		1.5		2.0		3.0		4.0	
	k	k_1	k	k_1	k	k_1	k	k_1	k	k_1
16	0.287	0.0443	0.487	0.0843	0.611	0.1106	0.713	0.1336	0.741	0.1406
17	0.308	0.0138	0.434	0.0240	0.497	0.0277	0.500	0.028	0.500	0.028
18	0.672	0.140	0.768	0.160	0.792	0.165	0.798	0.166	0.800	0.166
19		0.030		0.070		0.101		0.127		0.140
20		0.0209		0.0582		0.0987		0.1276		0.1406
21*		0.0216		0.0270		0.0284		0.0284		0.0284
22		0.0221		0.0421		0.0553		0.0663		0.0700
23*		0.0220		0.0476		0.0592		0.0772		0.0908
24	1.24	0.70	1.92	1.26	2.26	1.58	2.60	1.88	2.78	2.02
25	0.75	0.171	1.34	0.304	1.63	0.379	1.84	0.419	1.90	0.431

*La relación de longitud es r/R en los casos 21 y 23.

ANEXO F

Cilindros FESTO.

Cilindros normalizados DNCB según ISO 15552

FESTO

Hoja de datos

Referencias											
Nº de art. Tipo			Nº de art. Tipo			Nº de art. Tipo					
Carrera [mm]	Diámetro del émbolo: 32 mm		Diámetro del émbolo: 40 mm		Diámetro del émbolo: 50 mm						
25	532 724	DNCB-32-25-PPV-A	532 737	DNCB-40-25-PPV-A	532 750	DNCB-50-25-PPV-A					
40	532 725	DNCB-32-40-PPV-A	532 738	DNCB-40-40-PPV-A	532 751	DNCB-50-40-PPV-A					
50	532 726	DNCB-32-50-PPV-A	532 739	DNCB-40-50-PPV-A	532 752	DNCB-50-50-PPV-A					
80	532 727	DNCB-32-80-PPV-A	532 740	DNCB-40-80-PPV-A	532 753	DNCB-50-80-PPV-A					
100	532 728	DNCB-32-100-PPV-A	532 741	DNCB-40-100-PPV-A	532 754	DNCB-50-100-PPV-A					
125	532 729	DNCB-32-125-PPV-A	532 742	DNCB-40-125-PPV-A	532 755	DNCB-50-125-PPV-A					
160	532 730	DNCB-32-160-PPV-A	532 743	DNCB-40-160-PPV-A	532 756	DNCB-50-160-PPV-A					
200	532 731	DNCB-32-200-PPV-A	532 744	DNCB-40-200-PPV-A	532 757	DNCB-50-200-PPV-A					
250	532 732	DNCB-32-250-PPV-A	532 745	DNCB-40-250-PPV-A	532 758	DNCB-50-250-PPV-A					
320	532 733	DNCB-32-320-PPV-A	532 746	DNCB-40-320-PPV-A	532 759	DNCB-50-320-PPV-A					
400	532 734	DNCB-32-400-PPV-A	532 747	DNCB-40-400-PPV-A	532 760	DNCB-50-400-PPV-A					
500	532 735	DNCB-32-500-PPV-A	532 748	DNCB-40-500-PPV-A	532 761	DNCB-50-500-PPV-A					
Carrera [mm]	Diámetro del émbolo: 63 mm		Diámetro del émbolo: 80 mm		Diámetro del émbolo: 100 mm						
25	532 763	DNCB-63-25-PPV-A	532 884	DNCB-80-25-PPV-A	532 897	DNCB-100-25-PPV-A					
40	532 764	DNCB-63-40-PPV-A	532 885	DNCB-80-40-PPV-A	532 898	DNCB-100-40-PPV-A					
50	532 765	DNCB-63-50-PPV-A	532 886	DNCB-80-50-PPV-A	532 899	DNCB-100-50-PPV-A					
80	532 766	DNCB-63-80-PPV-A	532 887	DNCB-80-80-PPV-A	532 900	DNCB-100-80-PPV-A					
100	532 767	DNCB-63-100-PPV-A	532 888	DNCB-80-100-PPV-A	532 901	DNCB-100-100-PPV-A					
125	532 768	DNCB-63-125-PPV-A	532 889	DNCB-80-125-PPV-A	532 902	DNCB-100-125-PPV-A					
160	532 769	DNCB-63-160-PPV-A	532 890	DNCB-80-160-PPV-A	532 903	DNCB-100-160-PPV-A					
200	532 770	DNCB-63-200-PPV-A	532 891	DNCB-80-200-PPV-A	532 904	DNCB-100-200-PPV-A					
250	532 771	DNCB-63-250-PPV-A	532 892	DNCB-80-250-PPV-A	532 905	DNCB-100-250-PPV-A					
320	532 772	DNCB-63-320-PPV-A	532 893	DNCB-80-320-PPV-A	532 906	DNCB-100-320-PPV-A					
400	532 773	DNCB-63-400-PPV-A	532 894	DNCB-80-400-PPV-A	532 907	DNCB-100-400-PPV-A					
500	532 774	DNCB-63-500-PPV-A	532 895	DNCB-80-500-PPV-A	532 908	DNCB-100-500-PPV-A					

Referencias: carreras específicas				Referencias: consumibles ¹⁾			
Diámetro	Carrera	Nº de artículo	Tipo	Diámetro	Nº de artículo	Tipo	
[mm]	[mm]			[mm]			
32	2 ... 2 000	532 723	DNCB-32-...-PPV-A	32	665 294	DNCB-32-PPV-A	
40	2 ... 2 000	532 736	DNCB-40-...-PPV-A	40	665 295	DNCB-40-PPV-A	
50	2 ... 2 000	532 749	DNCB-50-...-PPV-A	50	665 296	DNCB-50-PPV-A	
63	3 ... 2 000	532 762	DNCB-63-...-PPV-A	63	665 297	DNCB-63-PPV-A	
80	3 ... 2 000	532 883	DNCB-80-...-PPV-A	80	665 298	DNCB-80-PPV-A	
100	3 ... 2 000	532 896	DNCB-100-...-PPV-A	100	665 299	DNCB-100-PPV-A	

1) El suministro incluye la grasa para el montaje

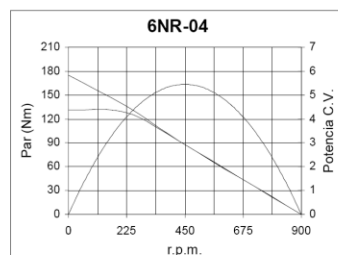
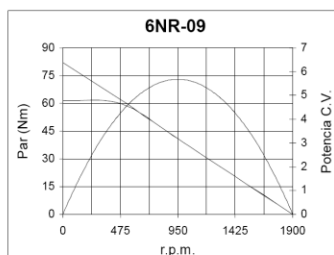
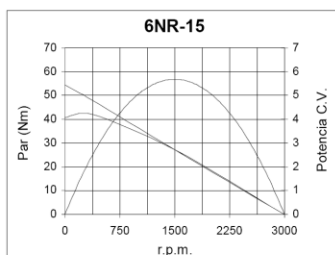
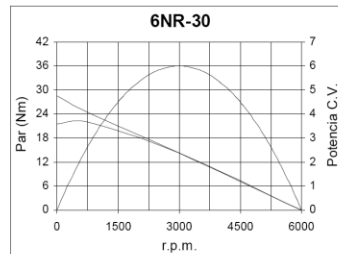
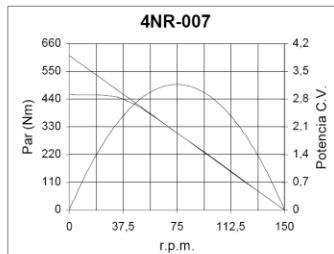
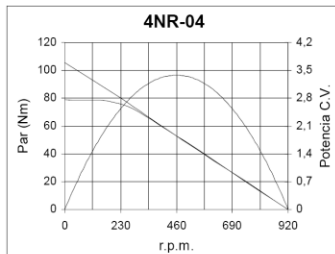
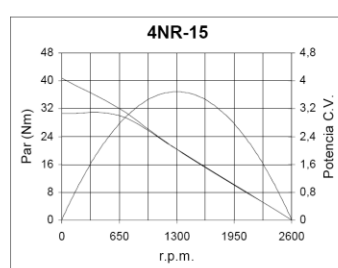
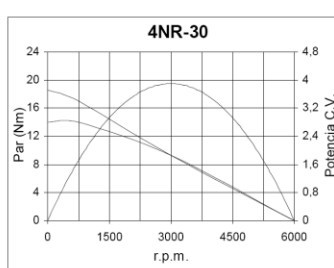
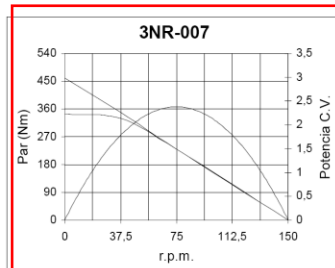
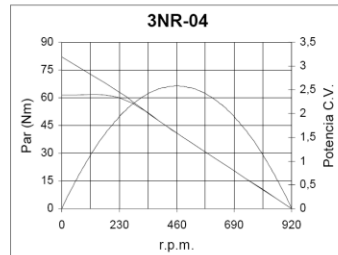
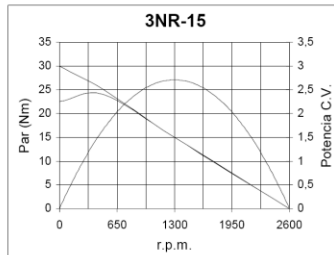
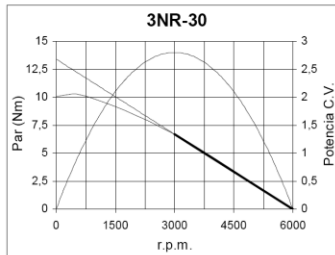
ANEXO G1

Datos de fábrica y curvas de par Vs rpm para el motor del tambor motriz.

MOTORES NEUMÁTICOS TIPO NR..U / NRW..U

CARACTERÍSTICAS ($P_{\text{aire}}=6 \text{ bar}$)

Modelo	Potencia máxima		R.P.M. a máxima potencia	R.P.M. libres	Par a máxima potencia Nm	Par de arranque Nm	Peso Kg	Consumo de aire a máxima potencia l/min
	CV	kW						
3NR-30	2,80	2,06	3000	6000	6,7	10,1	7	2700
3NR-15	2,71	1,98	1300	2600	15,0	22,5	10,4	
3NR-04	2,58	1,91	460	920	41,0	61,5	14	
3NR-007	2,38	1,76	75	150	230,0	345,0	27,5	3600
4NR-30/4NR-30U	3,90	2,87	3000	6000	9,3	14,0	8,5/12,5	
4NR-15/4NRW-15U	3,69	2,72	1300	2600	20,4	30,6	14/19	
4NR-04/4NRW-04U	3,38	2,50	460	920	52,7	79,0	15,5/19,5	
4NR-007	3,17	2,35	75	150	306,0	459,0	29	
6NR-30/6NR-30U	6,00	4,41	3000	6000	14,3	21,5	12,5/19	5000
6NR-15/6NRW-15U	5,68	4,19	1500	3000	27,2	40,8	19,5/26	
6NR-09/6NRW-09U	5,68	4,19	950	1900	41,0	61,5	17,5/24	
6NR-04/6NRW-04U	5,45	4,01	450	900	87,5	131,2	21,5/28	



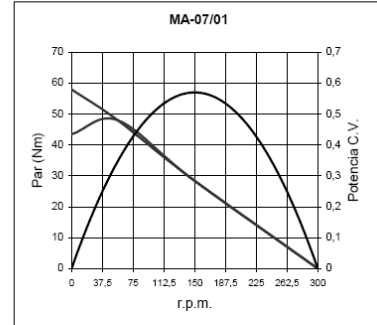
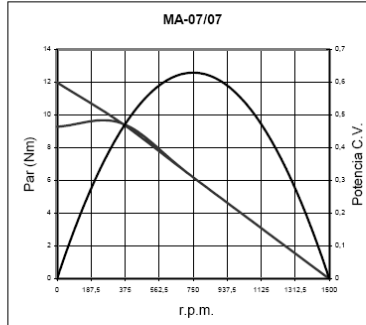
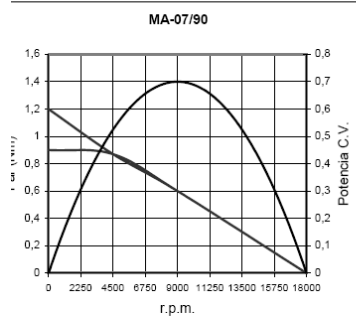
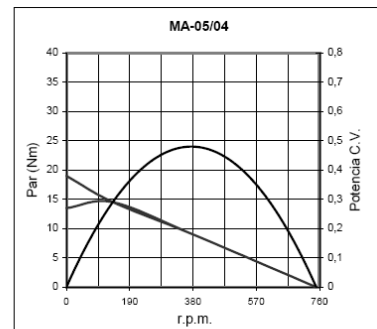
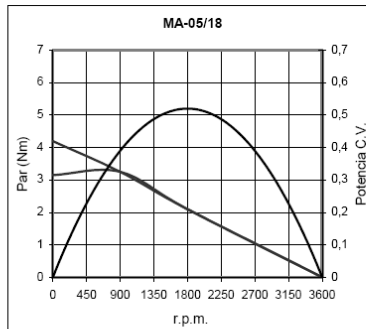
ANEXO G2

Curvas de par Vs rpm para el motor de la catalina motriz.

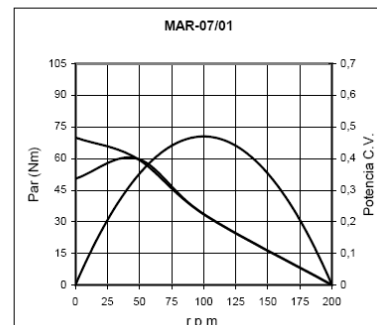
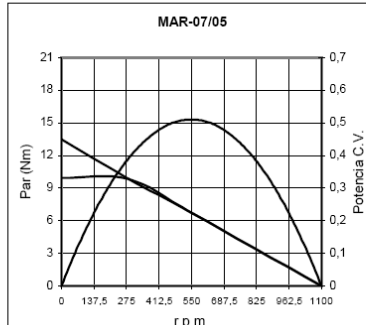
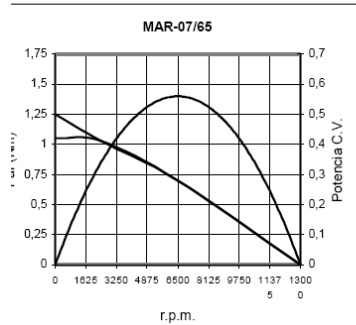
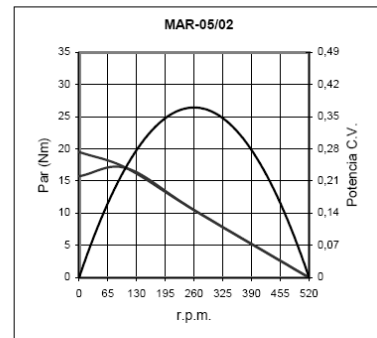
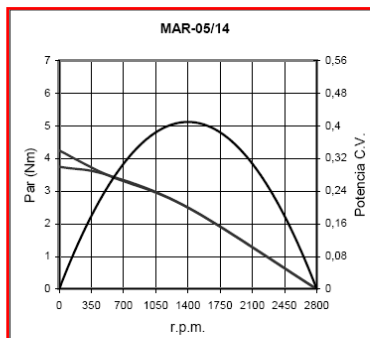
MOTORES NEUMÁTICOS TIPO MA Y MAR.

CARACTERÍSTICAS ($P_{\text{aire}}=6$ bares)

MOTORES
NO REVERSIBLES



MOTORES
REVERSIBLES

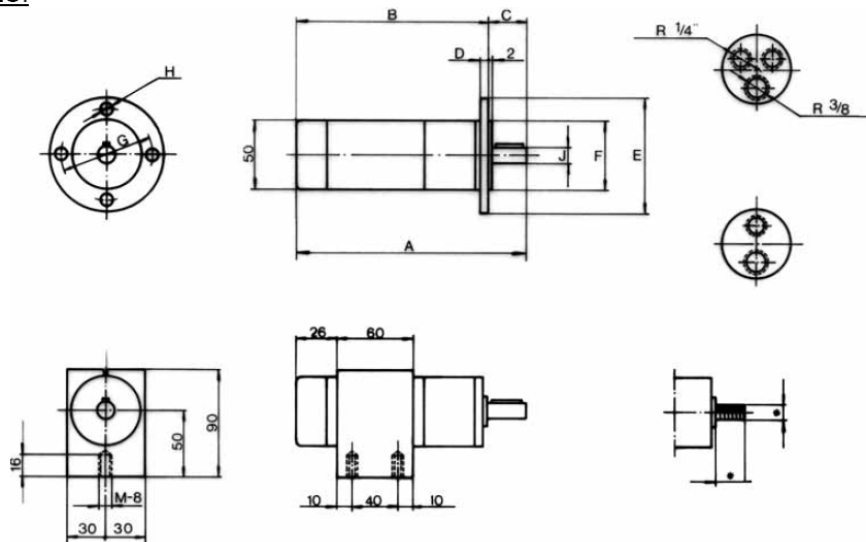


ANEXO G3

Datos de fábrica para el motor de la catalina motriz.

MOTORES NEUMATICOS TIPO MA Y MAR.

DIMENSIONES.



MODELO	A	B	C	D	E	F	G	H	J
MA-05/18	143	118	25	6	80	50	65	6,5	10
MAR-05/14									
MA-05/04	180	155	16	6	80	50	65	6,5	8
MAR-05/02									
MA-07/90	116	100	25	6	80	50	65	6,5	10
MAR-07/65									
MA-07/07	160	135	25	6	80	50	65	6,5	10
MAR-07/05									
MA-07/01	221	195	26	7	120	80	100	100	14
MAR-07/01									

CARACTERÍSTICAS (P_{aire}=6 bares)

Modelo	Potencia máxima		R.P.M. a máxima potencia	R.P.M. libras	Par a máxima potencia (Nm)	Par de arranque (Nm)	Peso (Kg)	Consumo de aire a máxima potencia (l/min)
	CV.	kW						
No Reversibles								
MA-05/18	0,52	0,38	1800	3600	2,1	3,15	1,35	500
MA-05/04	0,48	0,35	380	750	9	13,5	1,65	480
MA-07/90	0,7	0,51	9000	18000	0,6	0,9	1,1	660
MA-07/07	0,63	0,46	750	1500	6,2	9,3	1,37	640
MA-07/01	0,57	0,42	147	300	29	43,5	2,35	620
Reversibles								
MAR-05/14	0,41	0,3	1400	2800	2,5	3,75	1,33	480
MAR-05/02	0,37	0,27	260	520	10,5	15,75	1,63	460
MAR-07/65	0,56	0,41	6500	13000	0,7	1,05	1,12	640
MAR-07/05	0,51	0,37	560	1100	6,6	9,9	1,39	620

ANEXO G4

Cortadoras de disco.

CORTADORAS



206



6031L



6031D



3011B Disco protector giratorio 126°

MODELO	ACERO	FIBRA	Ø DISCO	KG		RPM	CONSUMO	MANGUERA	R	P.V.P.	TPO
206	2	5	75	0,6	152	20.000	250	8	1/4		
3011B	3	5	75	1,4	304	20.000	250	8	1/4		
6031L	2	--	51	1,2	245	620	250	8	1/4		
6031D	--	5	51	1,2	245	7.000	250	8	1/4		



MODELO	DESCRIPCIÓN	P.V.P.	MODELO	DESCRIPCIÓN	P.V.P.	MODELO	DESCRIPCIÓN	P.V.P.
6031LD	Ø 51 Para metal		6031DD	Ø 51 Para fibra		206D	Ø 75 Para metal	
						3011BD	Ø 75 Para metal	

ANEXO H1

Tabla de criterios para seleccionar el tamaño de la ventosa.

[illegible]

ANEXO H2

Selección de la ventosa SMC.

Serie ZPX

Conexión lateral sin telescópico



Características técnicas estándar

Montaje	Sentido de alimentación de vacío		Lateral
	Conexión		Rosca hembra
	Diámetro de la rosca	ø40, ø50	M8 /M10
		ø63, ø80	M10 /M12
		ø100, ø125	M10/M12
Conexión alimentación de vacío			Rc(PT) 1/8

Tipo de ventosa

Diámetro ventosa (mm)	ø40, ø50, ø63, ø80, ø100, ø125
Material (color)	NBR (Negro), silicona (Blanco), Uretano (Marrón), Goma fluorada (Negro con marca F), EPR (Negro con marca E)
Dureza	NBR/Silicona/EPR (50°), uretano/goma fluorada (60°)

Tabla de pesos (Otros materiales) (g)

Diámetro de ventosa	Silicona	Uretano	Goma fluorada	EPR
ø40	-1	0	5	-1
ø50	-1	0	8	0
ø63	-2	0	16	0
ø80	-3	1	27	-1
ø100	-5	1	53	-1
ø125	-8	3	84	0

Añada el peso NBR a la tabla inferior para otros materiales.

Tabla de pesos (NBR)

Modelo	Peso (g)	Modelo	Peso (g)
ZPX40H□-B01-B8	148	ZPX100H□-B01-B10	418
ZPX40H□-B01-B10	150	ZPX100H□-B01-B12	414
ZPX50H□-B01-B8	160	ZPX125H□-B01-B10	482
ZPX50H□-B01-B10	158	ZPX125H□-B01-B12	478
ZPX63H□-B01-B10	229		
ZPX63H□-B01-B12	219		
ZPX80H□-B01-B10	258		
ZPX80H□-B01-B12	254		

Forma de pedido

ZPX				40	H	N	-	B01	-	B8
Diámetro ventosa				40	ø40					
				50	ø50					
				63	ø63					
				80	ø80					
				100	ø100					
				125	ø125					
Diám. rosca para montaje				B8	M8	●	—	—		
				B10	M10	●	●	●		
				B12	M12	—	●	●		
Conexión alimentación de vacío				B01	Re(PT) 1/8					
Tipo de ventosa				H	Ventosa de gran resiliencia					
Material				N	NBR					
				S	Silicona					
				U	Uretano					
				F	Goma fluorada					
				E	EPR					

ANEXO II

Curvas de vacío V_s presión de funcionamiento para determinar el tipo de ventosa.

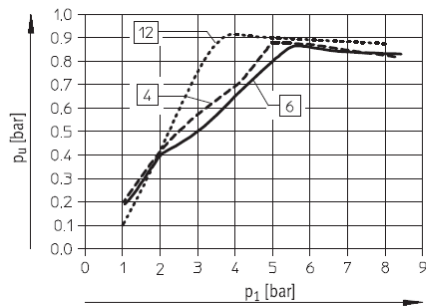
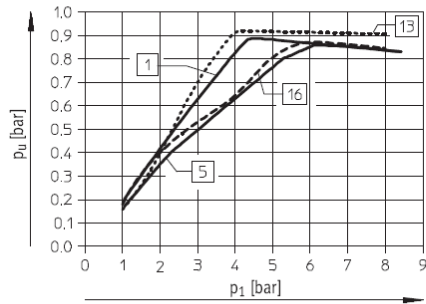
Toberas de aspiración VN

Hoja de datos

FESTO

Vacío p_u en función de la presión de funcionamiento p_1

Alto vacío



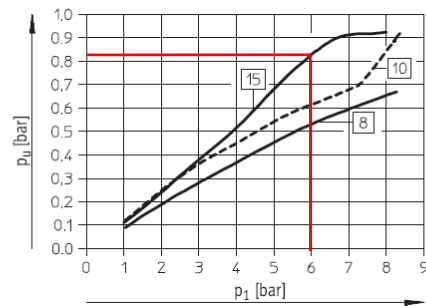
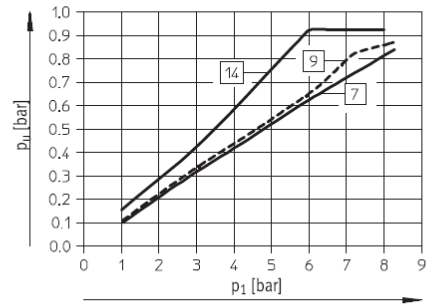
Estándar:

- 1 VN-05-H...
- VN-07-H...
- VN-10-H...
- 4 VN-14-H...
- 12 VN-20-H...
- 13 VN-30-H...

En línea:

- 5 VN-05-M...
- 6 VN-07-M...
- 16 VN-10-M...

Gran caudal de aspiración



Estándar:

- 7 VN-05-L...
- 8 VN-07-L...
- 9 VN-10-L...
- 10 VN-14-L...
- 14 VN-20-L...
- 15 VN-30-L...

En línea:

- 8 VN-05-N...

ANEXO I2

Código de pedido para generadores de vacío FESTO.

Toberas de aspiración VN

Código para el pedido

FESTO

VN		05		H		T2		PQ1		VQ1		RQ1	
Tipo													
VN		Tobera de aspiración											
Diámetro nominal de la tobera Laval [mm]													
05		0,45											
07		0,7											
10		0,95											
14		1,4											
20		2,0											
30		3,0											
Características del eyector													
H		Alto vacío / Estándar											
L		Gran caudal de aspiración / Estándar											
M		Alto vacío / En línea											
N		Gran caudal de aspiración / En línea											
Tipo del cuerpo													
I2		Forma recta; patrón 10 mm											
I3		Forma recta; patrón 13 mm											
T2		Forma en T; patrón 10 mm											
T3		Forma en T; patrón 14 mm											
T4		Forma en T; patrón 18 mm											
T6		Forma en T; patrón 24 mm											
Conexión de aire comprimido (1)													
PQ1		Racor QS4											
PQ2		Racor QS6											
PQ4		Racor QS10											
PI2		Rosca interior M5											
PI4		Rosca interior G $\frac{1}{8}$											
PI5		Rosca interior G $\frac{1}{4}$											
Conexión de vacío (2)													
VQ1		Racor QS4											
VQ2		Racor QS6											
VQ3		Racor QS8											
VQ5		Racor QS12											
VI2		Rosca interior M5											
VI4		Rosca interior G $\frac{1}{8}$											
VI5		Rosca interior G $\frac{1}{4}$											
VI6		Rosca interior G $\frac{3}{8}$											
VA4		Rosca exterior G $\frac{1}{8}$											
VA5		Rosca exterior G $\frac{1}{4}$											
VT1		Casquillo enchufable, diámetro de 4 mm											
VT2		Casquillo enchufable, diámetro de 6 mm											
Conexión de escape (3)													
RQ1		Racor QS4											
RQ2		Racor QS6											
RQ3		Racor QS8											
RI2		Rosca interior M5											
RI4		Rosca interior G $\frac{1}{8}$											
RI5		Rosca interior G $\frac{1}{4}$											
RO1		Silenciador UO, abierto											
RO2		Silenciador UOM, abierto											



Importante

Combinaciones posibles: consultar las referencias para efectuar el pedido.

ANEXO I3

Curvas de consumo de aire para la ventosa.

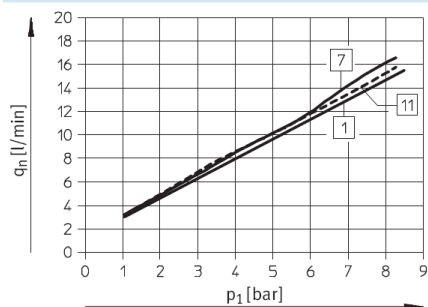
Toberas de aspiración VN

Hoja de datos

FESTO

Consumo de aire q_n en función de la presión de funcionamiento p_1

Alto vacío / Gran caudal de aspiración



Estándar:

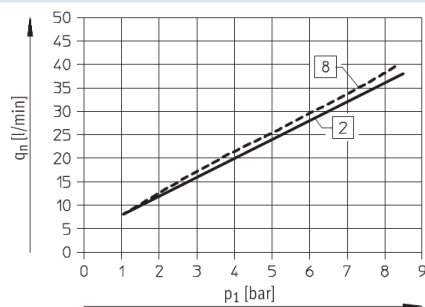
1 VN-05-H...

7 VN-05-L...

En línea:

1 VN-05-M...

11 VN-05-N...



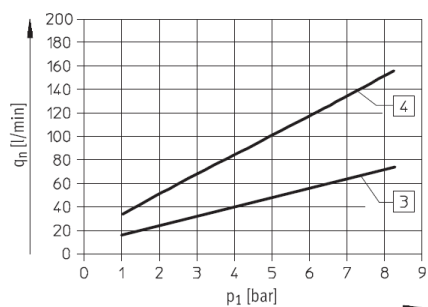
Estándar:

2 VN-07-H...

8 VN-07-L...

En línea:

2 VN-07-M...



Estándar:

3 VN-10-H...

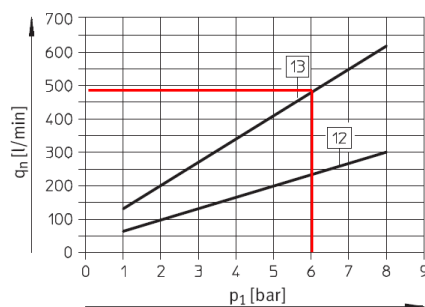
VN-10-L...

4 VN-14-H...

VN-14-L...

En línea:

3 VN-10-M...



Estándar:

12 VN-20-H...

VN-20-L...

13 VN-30-H...

VN-30-L...

ANEXO J

Selección del compresor de tornillo ATLAS COPCO.

Technical specifications GA 15-22

COMPRESSOR TYPE	Max. working pressure					Capacity FAD*			Installed motor power		Noise level**	Weight (kg)	
	WorkPlace		WorkPlace Full Feature		Work- Place							Work- Place Full Feature	
	bar(e)	psig	bar(e)	psig		l/s	m³/h	cfm	kW	hp	dB(A)		
50 Hz VERSION													
GA 15	7.5	7.5	109	7.3	105	43	154.8	91.1	15	20	72	375	440
	8	8.5	116	8.3	120	39.4	141.8	83.5	15	20	72	375	440
	10	10	145	9.8	141	36.3	130.7	76.9	15	20	72	375	440
	13	13	189	12.8	185	30.1	108.4	63.8	15	20	72	375	440
GA 18	7.5	7.5	109	7.3	105	52.5	189	111.2	18.5	25	73	395	470
	8	8.5	116	8.3	120	50.2	180.7	106.4	18.5	25	73	395	470
	10	10	145	9.8	141	43.5	156.6	92.2	18.5	25	73	395	470
GA 22	13	13	189	12.8	185	37.2	133.9	78.8	18.5	25	73	395	470
	7.5	7.5	109	7.3	105	60.2	216.7	127.6	22	30	74	410	485
	8	8.5	116	8.3	120	58.3	209.9	123.5	22	30	74	410	485
	10	10	145	9.8	141	51.7	186.1	109.5	22	30	74	410	485
	13	13	189	12.8	185	45.0	162	95.3	22	30	74	410	485

COMPRESSOR TYPE	Max. working pressure					Capacity FAD*			Installed motor power		Noise level**	Weight (kg)	
	WorkPlace		WorkPlace Full Feature									Work- Place	Work- Place Full Feature
	bar(e)	psig	bar(e)	psig	l/s	m³/h	cfm	kW	hp	dB(A)			
60 Hz VERSION													
GA 15	100	7.4	107	7.2	104	42.5	153.0	90.1	15	20	72	375	440
	125	9.1	132	8.9	128	39.6	142.6	83.9	15	20	72	375	440
	150	10.8	157	10.3	149	35.8	128.9	75.9	15	20	72	375	440
	175	12.5	181	12.3	178	29.3	105.5	62.1	15	20	72	375	440
GA 18	100	7.4	107	7.2	104	51.3	184.7	108.7	18.5	25	73	395	470
	125	9.1	132	8.9	128	47.7	171.7	101.1	18.5	25	73	395	470
	150	10.8	157	10.3	149	43.3	155.9	91.7	18.5	25	73	395	470
	175	12.5	181	12.3	178	37.8	136.1	80.1	18.5	25	73	395	470
GA 22	100	7.4	107	7.2	104	60.6	218.2	128.4	22	30	74	410	485
	125	9.1	132	8.9	128	56.0	201.6	118.7	22	30	74	410	485
	150	10.8	157	10.3	149	50.7	182.5	107.4	22	30	74	410	485
	175	12.5	181	12.3	178	46.5	167.4	98.5	22	30	74	410	485

* Unit performance measured according to ISO 1217, Ed. 3, Annex C-1996.

** Mean noise level measured according to ISO 2151/Pneuro/Cagi PN8NTC2 test code; tolerance 2 dB(A).

Reference conditions:

- Absolute inlet pressure 1 bar (14.5 psi)
- Intake air temperature 20°C, 68°F

Pressure dew point of integrated refrigerant dryer of GA 15 - GA 18 - GA 22 at reference conditions 5°C, 41°F

FAD is measured at the following working pressures:

- 7.5 bar versions at 7 bar
- 8 bar versions at 7.5 bar
- 10 bar versions at 9.5 bar
- 13 bar versions at 12.5 bar

Air receiver size of GA 15-22 tank-mounted variants: 500L.
Added weight: 125 kg.



ANEXO K1

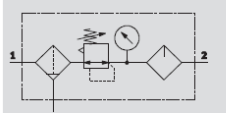
Características de la unidad de mantenimiento FESTO.

Unidades de mantenimiento FRC/FRCS, serie D, ejecución metálica

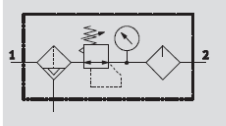
FESTO

Hoja de datos

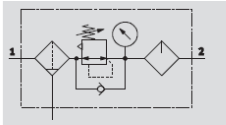
FRC/FRCS...-MICRO/MINI/MIDI
Purga de condensado manual,
con giro; con manómetro



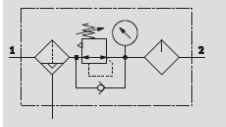
Purga de condensado semiautomática
o automática, con manómetro



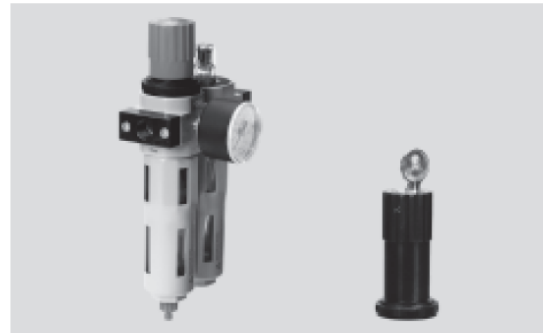
FRC/FRCS...-MAXI
Purga de condensado manual,
con giro; con manómetro



Purga de condensado automática, con
manómetro



- Caudal
90 ... 8 700 l/min
- Temperatura
-10 ... +60 °C
- Presión de entrada
1 ... 16 bar



- Filtro, regulador y lubricador en una unidad
- Gran caudal y eficiencia de retención de partículas de suciedad
- Buenas características de regulación con baja histéresis
- Cabezal bloqueable para asegurar los valores ajustados
- Botón giratorio con cerradura integrada
- Dos márgenes de regulación de la presión: 0,5 ... 7 bar y 0,5 ... 12 bar
- Dos conexiones para manómetros para una instalación más versátil
- Con purga manual, semiautomática o automática del condensado
- Cartuchos de 5 µm o 40 µm
- Nuevos cartuchos filtrantes → 30

Festo recomienda los siguientes aceites:

Viscosidad según
ISO 3448 clase VG 32
32 mm²/s (cSt) con 40 °C

- Aceite especial Festo
→ 31
- ARAL Vitam GF 32
- BP Energol HLP 32
- Esso Nuto H 32
- Mobil DTE 24
- Shell Tellus Oil DO 32

Datos técnicos generales															
Tamaño	Micro					Mini			Midi				Maxi		
Conexión neumática	M5	M7	G1/8	QS4	QS6	G1/8	G1/4	G3/8	G1/4	G3/8	G1/2	G3/4	G1/2	G3/4	G1
Fluido	Aire comprimido														
Construcción	Unidad de filtro y regulador, con o sin manómetro														
	Lubricador proporcional estándar														
Tipo de fijación	Con accesorios														
	Montaje en línea														
Posición de montaje	Vertical ± 5°														
Seguridad contra accionamiento involuntario	Botón giratorio con enclavamiento														
	—					Botón giratorio con cerradura integrada									
Grado de filtración	[µm]	5				5 ó 40									
Histéresis máxima de la presión	[bar]	0,3				0,2								0,4	
Margen de regulación de la presión	[bar]	0,5 ... 7				0,5 ... 7									
						0,5 ... 12									
Indicación de presión	Con manómetro														
	M5 en preparación					G1/8 en preparación			G1/4 en preparación				G1/4 en preparación		
Cantidad máx. de condensado	[cm³]	3				22			43				80 ¹⁾		
Presión de entrada [bar]															
Purga de condensado	Manual con giro	1 ... 10				1 ... 16									
	Semiautomática	1 ... 10				—									
	Automática	—				2 ... 12									

1) En FRC...-DI-MAXI, la cantidad máxima de condensado es de 43 cm³.

! Importante: Este producto cumple con los estándares ISO 1179-1 e ISO 228-1

ANEXO K2

Código de pedido para la unidad de mantenimiento FESTO.

Unidades de mantenimiento FRC/FRCS, serie D, ejecución metálica

FESTO

Código para el pedido

FRC		-	3/4	-	D	-		-	5M	-	O	-	DI	-	MAXI	-	A
-----	--	---	-----	---	---	---	--	---	----	---	---	---	----	---	------	---	---

Funciones básicas	
FRC	Unidad de mantenimiento
FRCS	Unidad de mantenimiento con llave

Conexión neumática	
M5	Rosca M5
M7	Rosca M7
QS4	Racor QS4
QS6	Racor QS6
1/8	Rosca G1/8
1/4	Rosca G1/4
3/8	Rosca G3/8
1/2	Rosca G1/2
3/4	Rosca G3/4
1	Rosca G1

Serie	
D	Serie

Margen de regulación de la presión	
	0,5 ... 12 bar
7	0,5 ... 7 bar

Grado de filtración	
	40 µm
5M	5 µm

Manómetros	
	Con manómetro
O	Sin manómetro

Función (sólo FRC y tamaño MAXI)	
DI	Regulador de presión de accionamiento directo, con función integrada de flujo inverso

Tamaño	
MICRO	Patrón de 25 mm (sin placas base)
MINI	Patrón de 40 mm (sin placas base)
MIDI	Patrón de 55 mm (sin placas base)
MAXI	Patrón de 66 mm (sin placas base)

Purga de condensado	
	Manual con giro
H	Semíautomática
A	Automática

ANEXO L

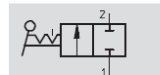
Características y código de pedido para la válvula de cierre FESTO.

Válvulas de bola QH/QHS de accionamiento manual

FESTO

Hoja de datos: con rosca interior

Función



Válvula de 2/2 vías

- Diámetro nominal 10 ... 40 mm
- Rosca interior G $\frac{1}{4}$...G1 $\frac{1}{2}$
- Apropriada para vacío

- - Caudal
3 400 ... 84 000 l/min



Datos técnicos						
Conexión neumática	G $\frac{1}{4}$	G $\frac{3}{8}$	G $\frac{1}{2}$	G $\frac{3}{4}$	G1	G1 $\frac{1}{2}$
Construcción	Válvula de bola					
Función de válvula	Válvula de 2/2 vías					
Principio de estanquidad	Por junta de material sintético					
Tipo de fijación	Montaje en línea					
Tipo de accionamiento	Manual					
Diámetro nominal [mm]	10	12	15	20	25	40
Caudal nominal [l/min]	3 400	7 500	11 500	21 000	33 000	84 000
Par de accionamiento [Nm]	4	4	8	12	15	25
Peso [g]	175	180	340	600	815	1 750

! Importante: Este producto cumple con los estándares ISO 1179-1 e ISO 228-1

Condiciones de funcionamiento y del entorno		
Presión de funcionamiento [bar]	-0,95 ... +30	
Fluido	Aire comprimido filtrado, lubricado o sin lubricar, agua, vacío ¹⁾	
Temperatura ambiente [°C]	-20 ... +180	

Código para el pedido

QH		-	QS-4		-	1/8	
Tipo							
QH	Válvula de bola						
QHS	Válvula de bola con racor pasamuros						
Conexión al tubo							
Tipo de conexión							
QS	Racor para tubos flexibles con diámetro exterior calibrado						
Para tubo de diámetro exterior							
4	4 mm						
6	6 mm						
Rosca de atornillamiento y rosca de conexión							
1/8	Rosca para tubos R1/8						
1/4	Rosca para tubos G1/4						
3/8	Rosca para tubos G3/8						
1/2	Rosca para tubos G1/2						
3/4	Rosca para tubos G3/4						
1	Rosca para tubos G1						
1 1/2	Rosca para tubos G1 1/2						

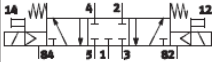
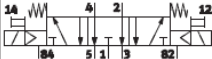
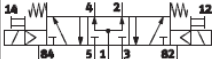
ANEXO M1

Selección de la electroválvula direccional EVA.

Electroválvulas CPE18

FESTO

Referencias

Referencias: válvula de 5/3 vías						
Símbolo	Alimentación del aire de pilotaje	Tensión	Conexión	Peso [g]	Nº art.	Tipo
Válvula de posición intermedia de 5/3 vías, centro cerrado						
	Interno	24 V DC	G¼	280	170247	CPE18-M1H-5/3G-¼
			QS-8	–	170253	CPE18-M1H-5/3G-QS-8
			QS-10	–	170259	CPE18-M1H-5/3G-QS-10
		110 V AC	G¼	280	170283	CPE18-M2H-5/3G-¼
			QS-8	–	170289	CPE18-M2H-5/3G-QS-8
			QS-10	–	170295	CPE18-M2H-5/3G-QS-10
		230 V AC	G¼	280	170319	CPE18-M3H-5/3G-¼
			QS-8	–	170325	CPE18-M3H-5/3G-QS-8
			QS-10	–	170331	CPE18-M3H-5/3G-QS-10
Válvula de posición intermedia de 5/3 vías, centro a escape						
	Interno	24 V DC	G¼	280	170249	CPE18-M1H-5/3E-¼
			QS-8	–	170255	CPE18-M1H-5/3E-QS-8
			QS-10	–	170261	CPE18-M1H-5/3E-QS-10
		110 V AC	G¼	280	170285	CPE18-M2H-5/3E-¼
			QS-8	–	170291	CPE18-M2H-5/3E-QS-8
			QS-10	–	170297	CPE18-M2H-5/3E-QS-10
		230 V AC	G¼	280	170321	CPE18-M3H-5/3E-¼
			QS-8	–	170327	CPE18-M3H-5/3E-QS-8
			QS-10	–	170333	CPE18-M3H-5/3E-QS-10
Válvula de posición intermedia de 5/3 vías, centro abierto						
	Interno	24 V DC	G¼	280	170251	CPE18-M1H-5/3B-¼
			QS-8	–	170257	CPE18-M1H-5/3B-QS-8
			QS-10	–	170263	CPE18-M1H-5/3B-QS-10
		110 V AC	G¼	280	170287	CPE18-M2H-5/3B-¼
			QS-8	–	170293	CPE18-M2H-5/3B-QS-8
			QS-10	–	170299	CPE18-M2H-5/3B-QS-10
		230 V AC	G¼	280	170323	CPE18-M3H-5/3B-¼
			QS-8	–	170329	CPE18-M3H-5/3B-QS-8
			QS-10	–	170335	CPE18-M3H-5/3B-QS-10

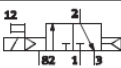
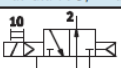
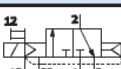
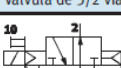

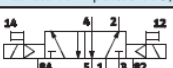


ANEXO M2

Selección de la electroválvula direccional EVB y EVV.

Electroválvulas CPE14

FESTO

Referencias

Referencias							
Símbolo	Alimentación del aire de pilotaje	Conector tipo zócalo	Tensión	Conexión	Peso [g]	Nº art.	Tipo
Válvula de 3/2 vías, normalmente cerrada							
	Interno	Cubo	24 V DC	G 1/8	60	196929	CPE14-M1BH-3GL-1/8
				QS-6	–	196887	CPE14-M1BH-3GL-QS-6
				QS-8	–	196888	CPE14-M1BH-3GL-QS-8
		M8x1		G 1/8	60	550247	CPE14-M1CH-3GL-1/8
Válvula de 3/2 vías, normalmente abierta							
	Interno	Cubo	24 V DC	G 1/8	60	196931	CPE14-M1BH-3OL-1/8
				QS-6	–	196891	CPE14-M1BH-3OL-QS-6
				QS-8	–	196892	CPE14-M1BH-3OL-QS-8
		M8x1		G 1/8	60	550249	CPE14-M1CH-3OL-1/8
Válvula de 3/2 vías, normalmente cerrada							
	Externo	Cubo	24 V DC	G 1/8	60	196930	CPE14-M1BH-3GLS-1/8
				QS-6	–	196889	CPE14-M1BH-3GLS-QS-6
				QS-8	–	196890	CPE14-M1BH-3GLS-QS-8
		M8x1		G 1/8	60	550248	CPE14-M1CH-3GLS-1/8
Válvula de 3/2 vías, normalmente abierta							
	Externo	Cubo	24 V DC	G 1/8	60	196932	CPE14-M1BH-3OLS-1/8
				QS-6	–	196893	CPE14-M1BH-3OLS-QS-6
				QS-8	–	196894	CPE14-M1BH-3OLS-QS-8
		M8x1		G 1/8	60	550250	CPE14-M1CH-3OLS-1/8
Válvula monoestable de 5/2 vías							
	Interno	Cubo	24 V DC	G 1/8	95	196941	CPE14-M1BH-5L-1/8
				QS-6	–	196911	CPE14-M1BH-5L-QS-6
				QS-8	–	196912	CPE14-M1BH-5L-QS-8
		M8x1		G 1/8	95	550237	CPE14-M1CH-5L-1/8
Válvula de impulsos de 5/2 vías, biestable							
	Interno	Cubo	24 V DC	G 1/8	115	196939	CPE14-M1BH-5J-1/8
				QS-6	–	196907	CPE14-M1BH-5J-QS-6
				QS-8	–	196908	CPE14-M1BH-5J-QS-8
		M8x1		G 1/8	115	550239	CPE14-M1CH-5J-1/8
Válvula monoestable de 5/2 vías							
	Externo	Cubo	24 V DC	G 1/8	95	196942	CPE14-M1BH-5LS-1/8
				QS-6	–	196913	CPE14-M1BH-5LS-QS-6
				QS-8	–	196914	CPE14-M1BH-5LS-QS-8
		M8x1		G 1/8	95	550238	CPE14-M1CH-5LS-1/8
Válvula de impulsos de 5/2 vías, biestable							
	Externo	Cubo	24 V DC	G 1/8	115	196940	CPE14-M1BH-5JS-1/8
				QS-6	–	196909	CPE14-M1BH-5JS-QS-6
				QS-8	–	196910	CPE14-M1BH-5JS-QS-8
		M8x1		G 1/8	115	550240	CPE14-M1CH-5JS-1/8

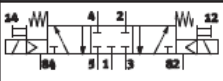
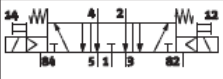
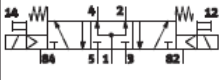
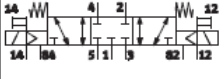
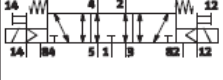
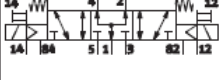
ANEXO M3

Selección de la electroválvula direccional EVD.

Electroválvulas CPE14

FESTO

Referencias

Símbolo	Alimentación del aire de pilotaje	Conector tipo zócalo	Tensión	Conexión	Peso [g]	Nº art.	Tipo
Válvula de posición intermedia de 5/3 vías, centro cerrado							
	Interno	Cubo	24 V DC	G $\frac{1}{8}$	120	196937	CPE14-M1BH-5/3G- $\frac{1}{8}$
				QS-6	–	196903	CPE14-M1BH-5/3G-QS-6
				QS-8	–	196904	CPE14-M1BH-5/3G-QS-8
		M8x1		G $\frac{1}{8}$	120	550241	CPE14-M1BH-5/3G- $\frac{1}{8}$
Válvula de posición intermedia de 5/3 vías, centro a escape							
	Interno	Cubo	24 V DC	G $\frac{1}{8}$	120	196935	CPE14-M1BH-5/3E- $\frac{1}{8}$
				QS-6	–	196899	CPE14-M1BH-5/3E-QS-6
				QS-8	–	196900	CPE14-M1BH-5/3E-QS-8
		M8x1		G $\frac{1}{8}$	120	550243	CPE14-M1BH-5/3E- $\frac{1}{8}$
Válvula de posición intermedia de 5/3 vías, centro abierto							
	Interno	Cubo	24 V DC	G $\frac{1}{8}$	120	196933	CPE14-M1BH-5/3B- $\frac{1}{8}$
				QS-6	–	196895	CPE14-M1BH-5/3B-QS-6
				QS-8	–	196896	CPE14-M1BH-5/3B-QS-8
		M8x1		G $\frac{1}{8}$	120	550245	CPE14-M1BH-5/3B- $\frac{1}{8}$
Válvula de posición intermedia de 5/3 vías, centro cerrado							
	Externo	Cubo	24 V DC	G $\frac{1}{8}$	120	196938	CPE14-M1BH-5/3GS- $\frac{1}{8}$
				QS-6	–	196905	CPE14-M1BH-5/3GS-QS-6
				QS-8	–	196906	CPE14-M1BH-5/3GS-QS-8
		M8x1		G $\frac{1}{8}$	120	550242	CPE14-M1BH-5/3GS- $\frac{1}{8}$
Válvula de posición intermedia de 5/3 vías, centro a escape							
	Externo	Cubo	24 V DC	G $\frac{1}{8}$	120	196936	CPE14-M1BH-5/3ES- $\frac{1}{8}$
				QS-6	–	196901	CPE14-M1BH-5/3ES-QS-6
				QS-8	–	196902	CPE14-M1BH-5/3ES-QS-8
		M8x1		G $\frac{1}{8}$	120	550244	CPE14-M1BH-5/3ES- $\frac{1}{8}$
Válvula de posición intermedia de 5/3 vías, centro abierto							
	Externo	Cubo	24 V DC	G $\frac{1}{8}$	120	196934	CPE14-M1BH-5/3BS- $\frac{1}{8}$
				QS-6	–	196897	CPE14-M1BH-5/3BS-QS-6
				QS-8	–	196898	CPE14-M1BH-5/3BS-QS-8
		M8x1		G $\frac{1}{8}$	120	550246	CPE14-M1BH-5/3BS- $\frac{1}{8}$

ANEXO M4

Selección de la electroválvula direccional EVC y EVE.

Electroválvulas CPE10

Referencias

FESTO

Referencias	Símbolo	Alimentación del aire de pilotaje	Conector tipo zócalo	Tensión	Conexión	Peso [g]	Nº art.	Tipo
Válvula de 3/2 vías, normalmente cerrada								
	Interno	Cubo	24 V DC	M5	–	196845	CPE10-M1BH-3GL-M5	
				M7	40	196915	CPE10-M1BH-3GL-M7	
				QS-4	–	196846	CPE10-M1BH-3GL-QS-4	
				QS-6	–	196847	CPE10-M1BH-3GL-QS-6	
				M8x1	M7	40	550233	CPE10-M1CH-3GL-M7
Válvula de 3/2 vías, normalmente abierta								
	Interno	Cubo	24 V DC	M5	–	196851	CPE10-M1BH-3OL-M5	
				M7	40	196917	CPE10-M1BH-3OL-M7	
				QS-4	–	196852	CPE10-M1BH-3OL-QS-4	
				QS-6	–	196853	CPE10-M1BH-3OL-QS-6	
				M8x1	M7	40	550235	CPE10-M1CH-3OL-M7
Válvula de 3/2 vías, normalmente cerrada								
	Externo	Cubo	24 V DC	M5	–	196848	CPE10-M1BH-3GLS-M5	
				M7	40	196916	CPE10-M1BH-3GLS-M7	
				QS-4	–	196849	CPE10-M1BH-3GLS-QS-4	
				QS-6	–	196850	CPE10-M1BH-3GLS-QS-6	
				M8x1	M7	40	550234	CPE10-M1CH-3GLS-M7
Válvula de 3/2 vías, normalmente abierta								
	Externo	Cubo	24 V DC	M5	–	196854	CPE10-M1BH-3OLS-M5	
				M7	40	196918	CPE10-M1BH-3OLS-M7	
				QS-4	–	196855	CPE10-M1BH-3OLS-QS-4	
				QS-6	–	196856	CPE10-M1BH-3OLS-QS-6	
				M8x1	M7	40	550236	CPE10-M1CH-3OLS-M7
Válvula monoestable de 5/2 vías								
	Interno	Cubo	24 V DC	M5	–	196881	CPE10-M1BH-5L-M5	
				M7	56	196927	CPE10-M1BH-5L-M7	
				QS-4	–	196882	CPE10-M1BH-5L-QS-4	
				QS-6	–	196883	CPE10-M1BH-5L-QS-6	
				M8x1	M7	56	550223	CPE10-M1CH-5L-M7
Válvula de impulsos de 5/2 vías, biestable								
	Interno	Cubo	24 V DC	M5	–	196875	CPE10-M1BH-5J-M5	
				M7	68	196925	CPE10-M1BH-5J-M7	
				QS-4	–	196876	CPE10-M1BH-5J-QS-4	
				QS-6	–	196877	CPE10-M1BH-5J-QS-6	
				M8x1	M7	68	550225	CPE10-M1CH-5J-M7
Válvula monoestable de 5/2 vías								
	Externo	Cubo	24 V DC	M5	–	196884	CPE10-M1BH-5LS-M5	
				M7	56	196928	CPE10-M1BH-5LS-M7	
				QS-4	–	196885	CPE10-M1BH-5LS-QS-4	
				QS-6	–	196886	CPE10-M1BH-5LS-QS-6	
				M8x1	M7	56	550224	CPE10-M1CH-5LS-M7
Válvula de impulsos de 5/2 vías, biestable								
	Externo	Cubo	24 V DC	M5	–	196878	CPE10-M1BH-5JS-M5	
				M7	68	196926	CPE10-M1BH-5JS-M7	
				QS-4	–	196879	CPE10-M1BH-5JS-QS-4	
				QS-6	–	196880	CPE10-M1BH-5JS-QS-6	
				M8x1	M7	68	550226	CPE10-M1CH-5JS-M7

ANEXO M5

Selección de la electroválvula direccional EVF.

Electroválvulas CPE10

Referencias

FESTO

Referencias							
Símbolo	Alimentación del aire de pilotaje	Conector tipo zócalo	Tensión	Conexión	Peso [g]	Nº art.	Tipo
Válvula de posición intermedia de 5/3 vías, centro cerrado							
	Interno	Cubo	24 V DC	M5	–	533159	CPE10-M1BH-5/3G-M5-B
				M7	68	533141	CPE10-M1BH-5/3G-M7-B
				QS-4	–	533147	CPE10-M1BH-5/3G-QS-4-B
				QS-6	–	533153	CPE10-M1BH-5/3G-QS-6-B
		M8x1		M7	68	550227	CPE10-M1CH-5/3G-M7
Válvula de posición intermedia de 5/3 vías, centro a escape							
	Interno	Cubo	24 V DC	M5	–	533161	CPE10-M1BH-5/3E-M5-B
				M7	68	533143	CPE10-M1BH-5/3E-M7-B
				QS-4	–	533149	CPE10-M1BH-5/3E-QS-4-B
				QS-6	–	533155	CPE10-M1BH-5/3E-QS-6-B
		M8x1		M7	68	550229	CPE10-M1CH-5/3E-M7
Válvula de posición intermedia de 5/3 vías, centro abierto							
	Interno	Cubo	24 V DC	M5	–	533163	CPE10-M1BH-5/3B-M5-B
				M7	68	533145	CPE10-M1BH-5/3B-M7-B
				QS-4	–	533151	CPE10-M1BH-5/3B-QS-4-B
				QS-6	–	533157	CPE10-M1BH-5/3B-QS-6-B
		M8x1		M7	68	550231	CPE10-M1CH-5/3B-M7
Válvula de posición intermedia de 5/3 vías, centro cerrado							
	Externo	Cubo	24 V DC	M5	–	533160	CPE10-M1BH-5/3GS-M5-B
				M7	68	533142	CPE10-M1BH-5/3GS-M7-B
				QS-4	–	533148	CPE10-M1BH-5/3GS-QS-4-B
				QS-6	–	533154	CPE10-M1BH-5/3GS-QS-6-B
		M8x1		M7	68	550228	CPE10-M1CH-5/3GS-M7
Válvula de posición intermedia de 5/3 vías, centro a escape							
	Externo	Cubo	24 V DC	M5	–	533162	CPE10-M1BH-5/3ES-M5-B
				M7	68	533144	CPE10-M1BH-5/3ES-M7-B
				QS-4	–	533150	CPE10-M1BH-5/3ES-QS-4-B
				QS-6	–	533156	CPE10-M1BH-5/3ES-QS-6-B
		M8x1		M7	68	550230	CPE10-M1CH-5/3ES-M7
Válvula de posición intermedia de 5/3 vías, centro abierto							
	Externo	Cubo	24 V DC	M5	–	533164	CPE10-M1BH-5/3BS-M5-B
				M7	68	533146	CPE10-M1BH-5/3BS-M7-B
				QS-4	–	533152	CPE10-M1BH-5/3BS-QS-4-B
				QS-6	–	533158	CPE10-M1BH-5/3BS-QS-6-B
		M8x1		M7	68	550232	CPE10-M1CH-5/3BS-M7




ANEXO N

Selección de válvulas reguladoras de caudal.

Válvulas reguladoras de caudal y válvulas estranguladoras

FESTO

Datos técnicos: regulador estándar con conexión QS, serie D

Referencias					
Forma	Rosca para atornillar	Para diámetro exterior del tubo flexible [mm]	Caudal	Válvula reguladora de caudal, antirretorno del escape	Válvula reguladora de caudal, antirretorno del aire de alimentación
				Nº de art. Tipo	Nº de art. Tipo
Conexión giratoria, salida en L, tornillo de ranura					
	M5	3	LF	193 137 GRLA-M5-QS-3-D	193 153 GRLZ-M5-QS-3-D
		4	LF	193 138 GRLA-M5-QS-4-D	193 154 GRLZ-M5-QS-4-D
		6	LF	193 139 GRLA-M5-QS-6-D	193 155 GRLZ-M5-QS-6-D
	G1/8	3	LF	193 142 GRLA-1/8-QS-3-D	193 156 GRLZ-1/8-QS-3-D
		4	LF	193 143 GRLA-1/8-QS-4-D	193 157 GRLZ-1/8-QS-4-D
		6	LF	193 144 GRLA-1/8-QS-6-D	193 158 GRLZ-1/8-QS-6-D
		6	MF	537 075 GRLA-1/8-QS-6-MF-D	–
		8	LF	193 145 GRLA-1/8-QS-8-D	193 159 GRLZ-1/8-QS-8-D
		8	MF	537 076 GRLA-1/8-QS-8-MF-D	–
	G1/4	6	LF	193 146 GRLA-1/4-QS-6-D	–
		8	LF	193 147 GRLA-1/4-QS-8-D	–
		10	LF	193 148 GRLA-1/4-QS-10-D	–
	G3/8	6	LF	193 149 GRLA-3/8-QS-6-D	–
		8	LF	193 150 GRLA-3/8-QS-8-D	–
		10	LF	193 151 GRLA-3/8-QS-10-D	–
	G1/2	12	LF	193 152 GRLA-1/2-QS-12-D	–
Conexión giratoria, salida en L, tornillo moleteado Sin cobre ni PTFE ni silicona					
	M5	3	LF	197 576 GRLA-M5-QS-3-RS-D	–
		4	LF	197 577 GRLA-M5-QS-4-RS-D	–
		6	LF	197 578 GRLA-M5-QS-6-RS-D	–
	G1/8	3	LF	197 579 GRLA-1/8-QS-3-RS-D	–
		4	LF	197 580 GRLA-1/8-QS-4-RS-D	–
		6	LF	197 581 GRLA-1/8-QS-6-RS-D	–
		6	MF	537 072 GRLA-1/8-QS-6-RS-MF-D	–
		8	LF	534 337 GRLA-1/8-QS-8-RS-D	–
		8	MF	537 073 GRLA-1/8-QS-8-RS-MF-D	–
	G1/4	6	LF	534 338 GRLA-1/4-QS-6-RS-D	–
		8	LF	534 339 GRLA-1/4-QS-8-RS-D	–
		10	LF	534 340 GRLA-1/4-QS-10-RS-D	–
	G3/8	6	LF	534 341 GRLA-3/8-QS-6-RS-D	–
		8	LF	534 342 GRLA-3/8-QS-8-RS-D	–
		10	LF	534 343 GRLA-3/8-QS-10-RS-D	–
	G1/2	12	LF	534 344 GRLA-3/8-QS-12-RS-D	–
Conexión giratoria, salida paralela y giratoria, tornillo de ranura					
	M5	3	LF	195 806 GRXA-M5-QS-3-D	–
		4	LF	195 807 GRXA-M5-QS-4-D	–
		6	LF	195 808 GRXA-M5-QS-6-D	–
	G1/8	3	LF	195 809 GRXA-1/8-QS-3-D	–
		4	LF	195 810 GRXA-1/8-QS-4-D	–
		6	LF	195 811 GRXA-1/8-QS-6-D	–
		8	LF	195 812 GRXA-1/8-QS-8-D	–
	G1/4	6	LF	195 813 GRXA-1/4-QS-6-D	–
		8	LF	195 814 GRXA-1/4-QS-8-D	–
		10	LF	195 815 GRXA-1/4-QS-10-D	–

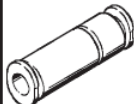
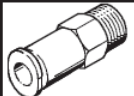
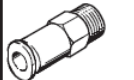
ANEXO 01

Selección de válvulas antirretorno para grupo de ventosas.

Válvulas de antirretorno H-QS/HA/HB

FESTO

Hoja de datos

Referencias					
	Descripción	Rosca de conexión	Para tubo de Diámetro exterior [mm]	Nº de art. Tipo	
Válvulas antirretorno con racor QS para tubos flexibles de material sintético de calibración exterior					
	Racor QS en ambos lados	-	4	15 3462 H-QS-4 ¹⁾	
			6	15 3463 H-QS-6 ¹⁾	
			8	15 3464 H-QS-8 ¹⁾	
			10	15 3465 H-QS-10 ¹⁾	
			12	15 3466 H-QS-12 ¹⁾	
Sentido del flujo Rosca → Racor					
	Con racor QS y rosca métrica con anillo de junta	M5	4	15 3444 HA-M5-QS-4	
	Con rosca recubierta de PTFE y racor QS	R ¹ / ₈	4	15 3446 HA- ¹ / ₈ -QS-4	
			6	15 3448 HA- ¹ / ₈ -QS-6	
			8	15 3452 HA- ¹ / ₈ -QS-8	
		R ¹ / ₄	6	15 3450 HA- ¹ / ₄ -QS-6	
			8	15 3454 HA- ¹ / ₄ -QS-8	
		R ³ / ₈	10	15 3456 HA- ³ / ₈ -QS-10	
			12	15 3458 HA- ³ / ₈ -QS-12	
		R ¹ / ₂	12	15 3460 HA- ¹ / ₂ -QS-12	
Sentido del flujo Racor → Rosca					
		Con racor QS y rosca métrica con anillo de junta	M5	4	15 3445 HB-M5-QS-4
		Con rosca recubierta de PTFE y racor QS	R ¹ / ₈	4	15 3447 HB- ¹ / ₈ -QS-4
				6	15 3449 HB- ¹ / ₈ -QS-6
	8			15 3453 HB- ¹ / ₈ -QS-8	
	R ¹ / ₄		6	15 3451 HB- ¹ / ₄ -QS-6	
			8	15 3455 HB- ¹ / ₄ -QS-8	
	R ³ / ₈		10	15 3457 HB- ³ / ₈ -QS-10	
			12	15 3459 HB- ³ / ₈ -QS-12	
	R ¹ / ₂		12	15 3461 HB- ¹ / ₂ -QS-12	

ANEXO O2

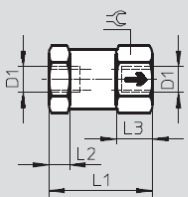
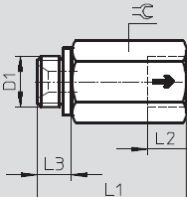
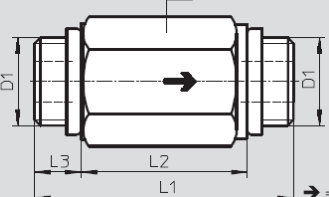
Selección de válvulas antirretorno para el sistema.

Válvulas antirretorno H

Hoja de datos


FESTO

Datos técnicos: conexión roscada en ambos lados							
Rosca de conexión		M5	G $\frac{1}{8}$	G $\frac{1}{4}$	G $\frac{3}{8}$	G $\frac{1}{2}$	G $\frac{3}{4}$
Caudal nominal	[l/min]	11 5	280	1 000	2 000	5 500	5 900
Peso	[g]	15	21	25,4	34	58,3	101
Presión de funcionamiento	[bar]	0,4 ... 8		0,4 ... 12			

Dimensiones: conexión roscada en ambos lados			Datos CAD disponibles en www.festo.com	
M5	G $\frac{1}{8}$	G $\frac{1}{4}$... G $\frac{3}{4}$		
			→ = Sentido del flujo	

Rosca de conexión D1	L1	L2	L3	↺
M5	20	4	7	11
G $\frac{1}{8}$	28,5	7,5	6,5	14
G $\frac{1}{4}$	48	32	8	19
G $\frac{3}{8}$	50	32	9	22
G $\frac{1}{2}$	65	44	10,5	27
G $\frac{3}{4}$	74	50	12	32

⚠ Importante: Este producto cumple con los estándares ISO 1179-1 e ISO 228-1

Referencias				
	Descripción	Rosca de conexión	Nº de art.	Tipo
Válvulas antirretorno, conexión roscada en ambos lados				
	Rosca métrica en ambos lados y 2 anillos de junta	M5 ¹⁾	3671	H-M5
	Rosca para tubos en ambos lados y dos anillos de junta	G $\frac{1}{8}$ ²⁾	3324	H- $\frac{1}{8}$ -A/I
		G $\frac{1}{4}$ ³⁾	11689	H- $\frac{1}{4}$ -B
		G $\frac{3}{8}$ ³⁾	11690	H- $\frac{3}{8}$ -B
		G $\frac{1}{2}$ ³⁾	11691	H- $\frac{1}{2}$ -B
		G $\frac{3}{4}$ ³⁾	11692	H- $\frac{3}{4}$ -B

- 1) 2 roscas interiores
2) 1 rosca exterior, 1 rosca interior
3) 2 roscas exteriores

ANEXO O3

Código de pedido para válvulas antirretorno.

Válvulas antirretorno

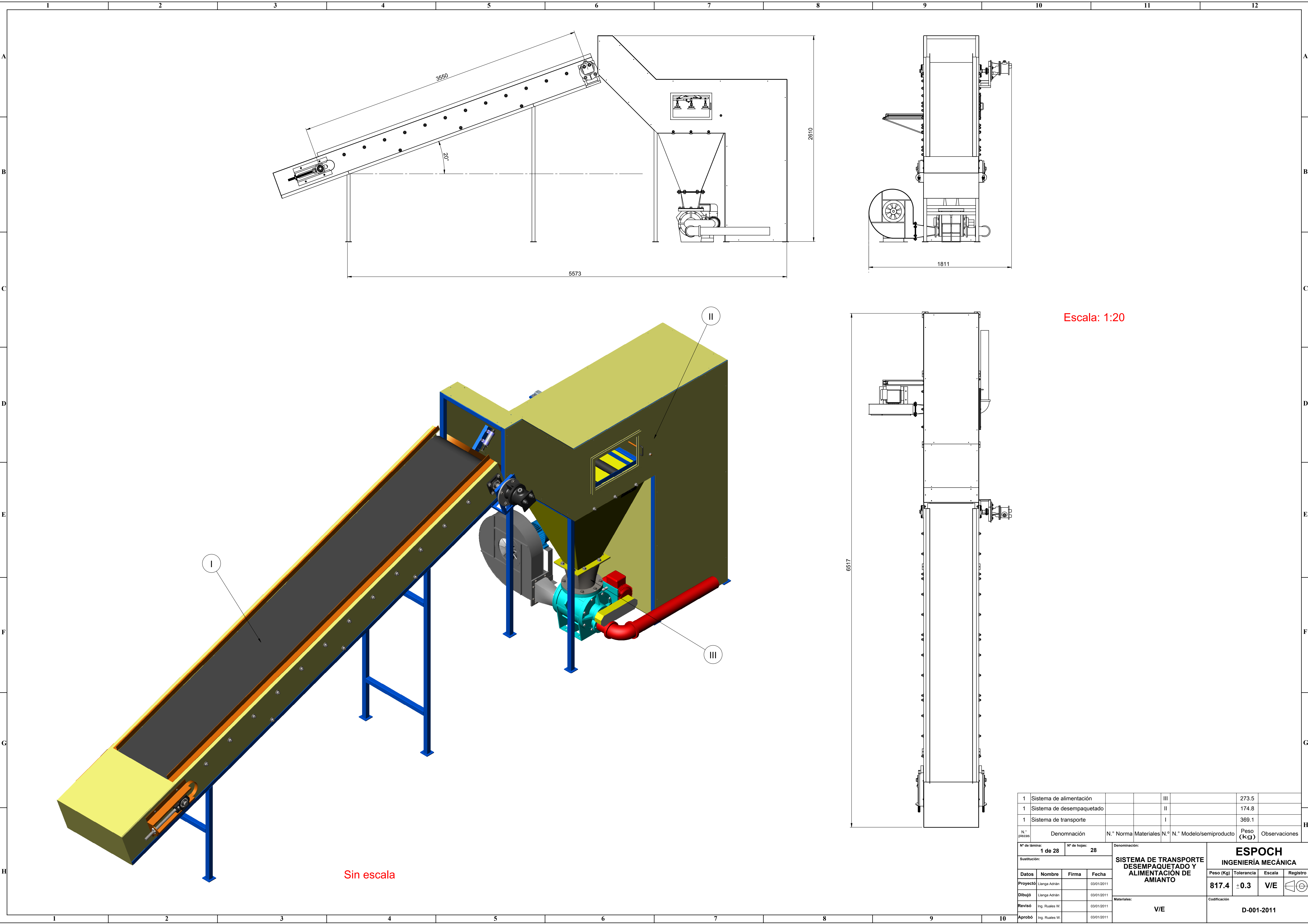
Código para el pedido


FESTO

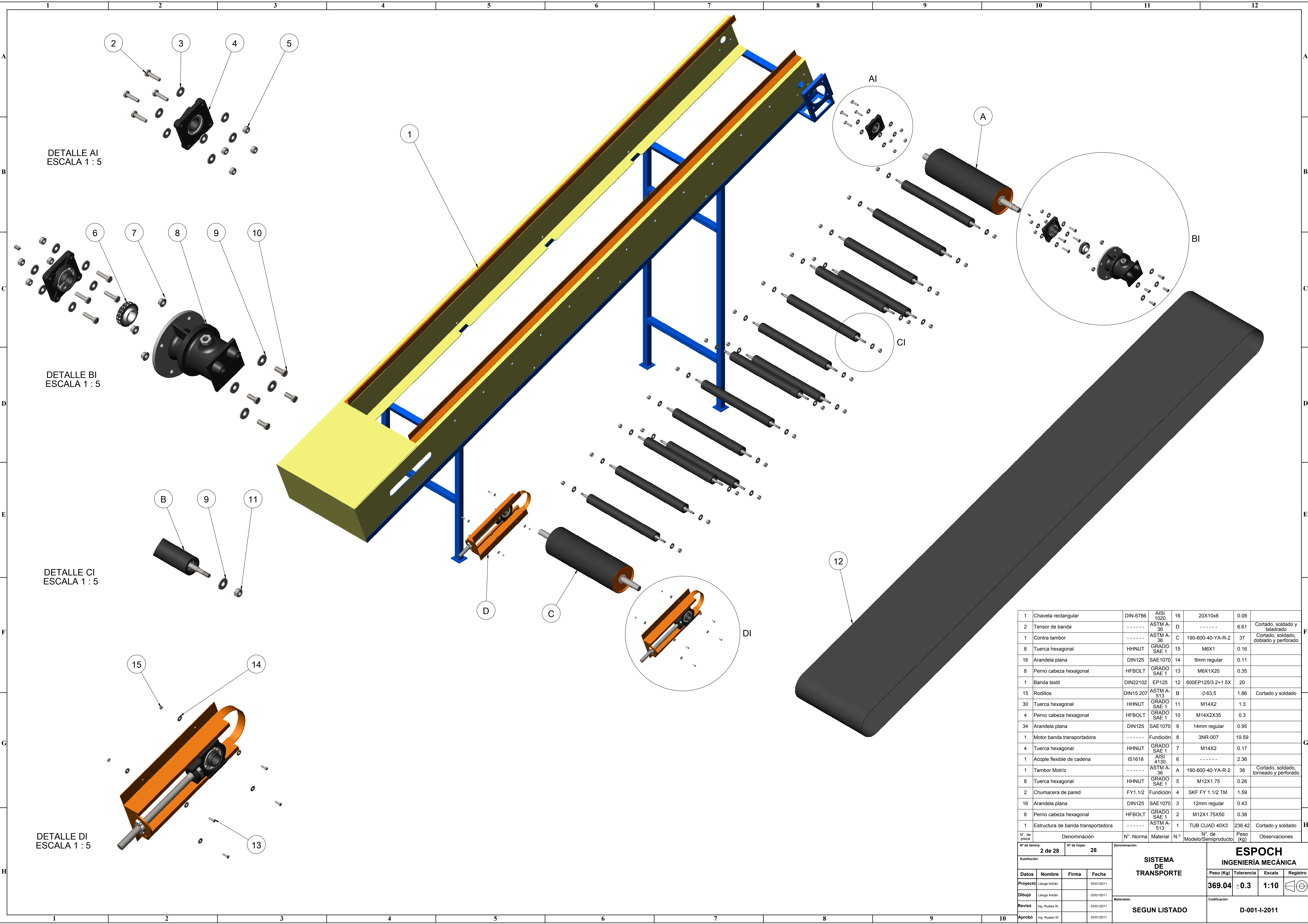
Referencias: válvulas antirretorno

		HA	-	1/8	-	QS-6	-	B
Tipo								
H	Válvula antirretorno, con rosca de conexión en ambos lados o racor QS							
HA	Válvula antirretorno, con rosca de conexión y racor QS							
HB	Válvula antirretorno, con rosca de conexión y racor QS							
Rosca de atornillamiento y rosca de conexión								
M5	Rosca M5							
1/8-A/I	Rosca G1/8, 1 rosca exterior, 1 rosca interior							
1/8	Rosca G1/8 y R1/8							
1/4	Rosca G1/4 y R1/4							
3/8	Rosca G3/8 y R3/8							
1/2	Rosca G1/2 y R1/2							
3/4	Rosca G3/4 y R3/4							
Conexión por boquilla								
QS-4	4 mm							
QS-6	6 mm							
QS-8	8 mm							
QS-10	10 mm							
QS-12	12 mm							
Generación								
	Serie A							
B	Serie B							

PLANOS

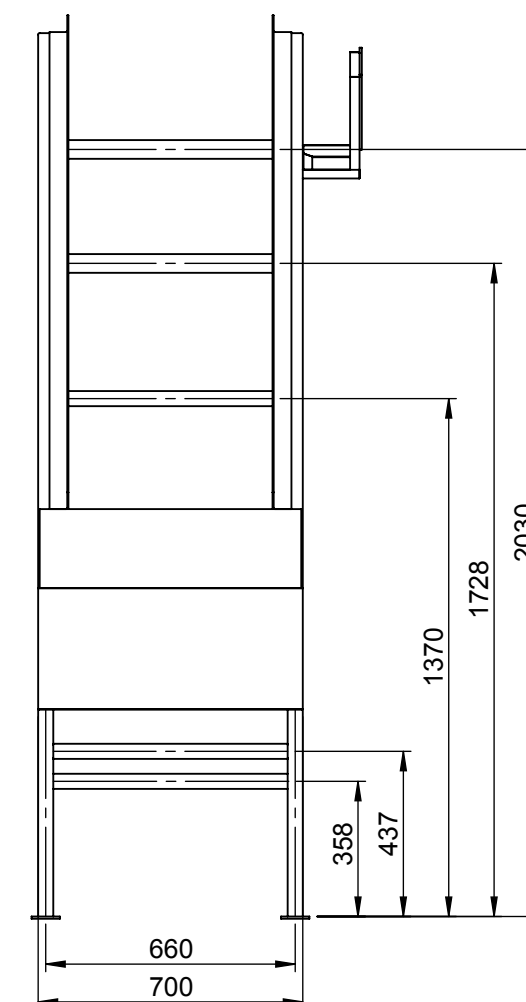
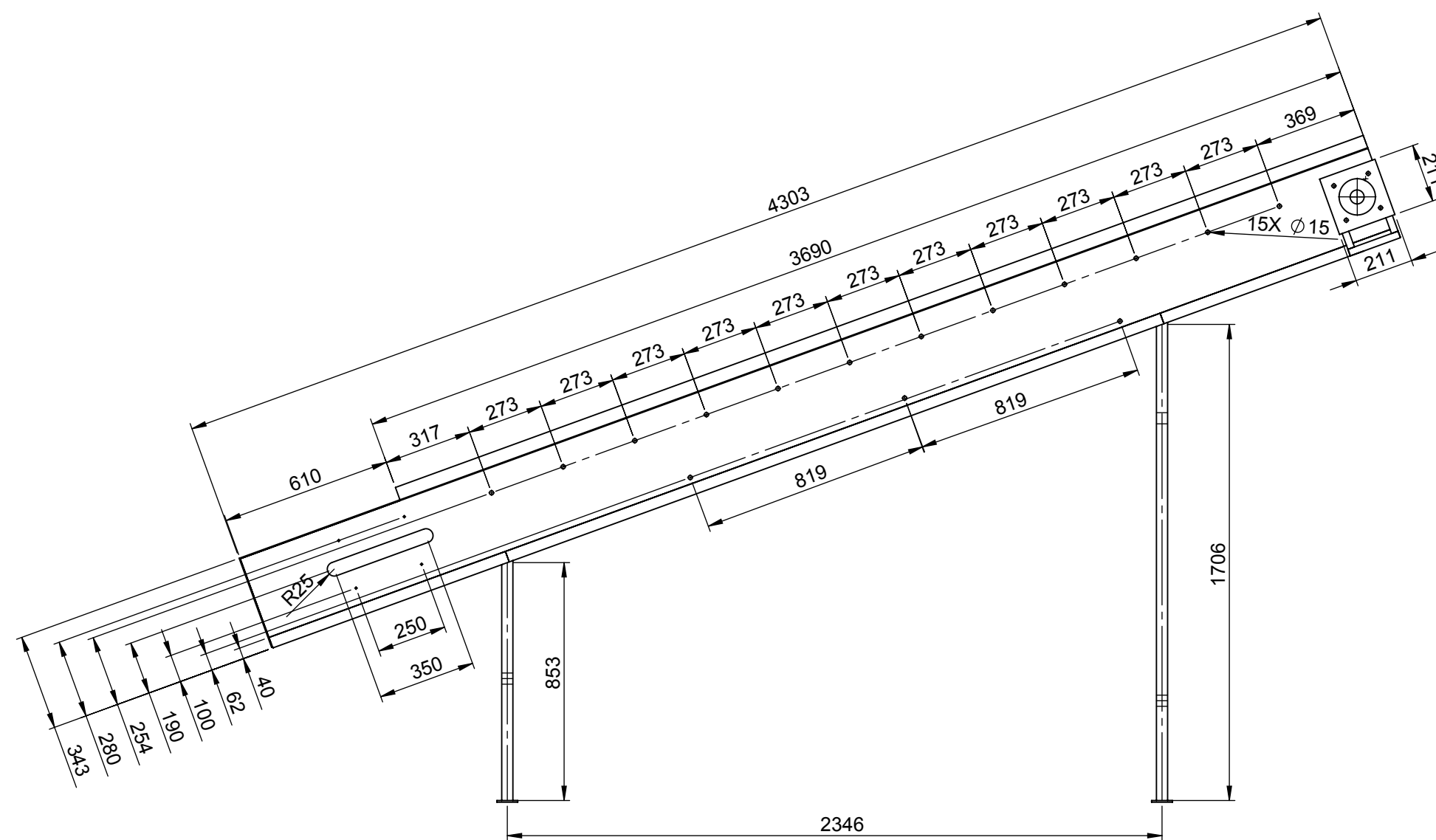
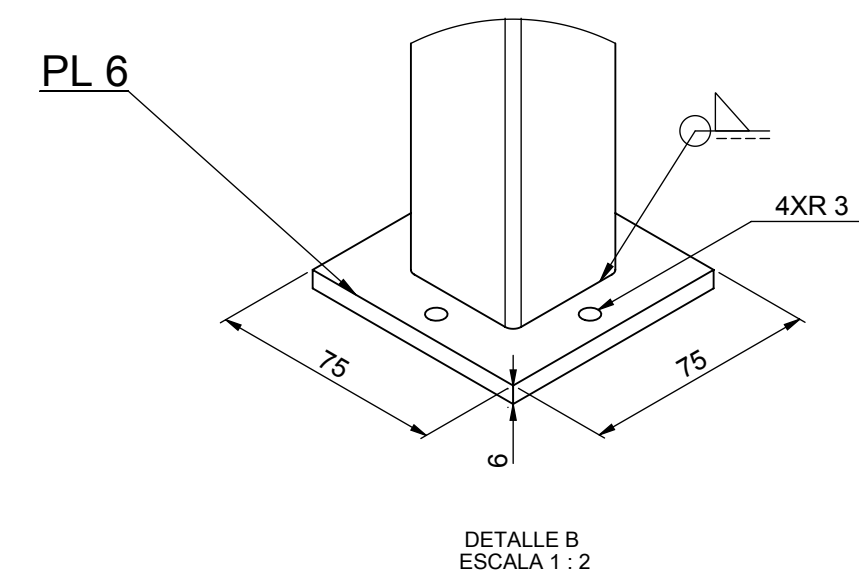
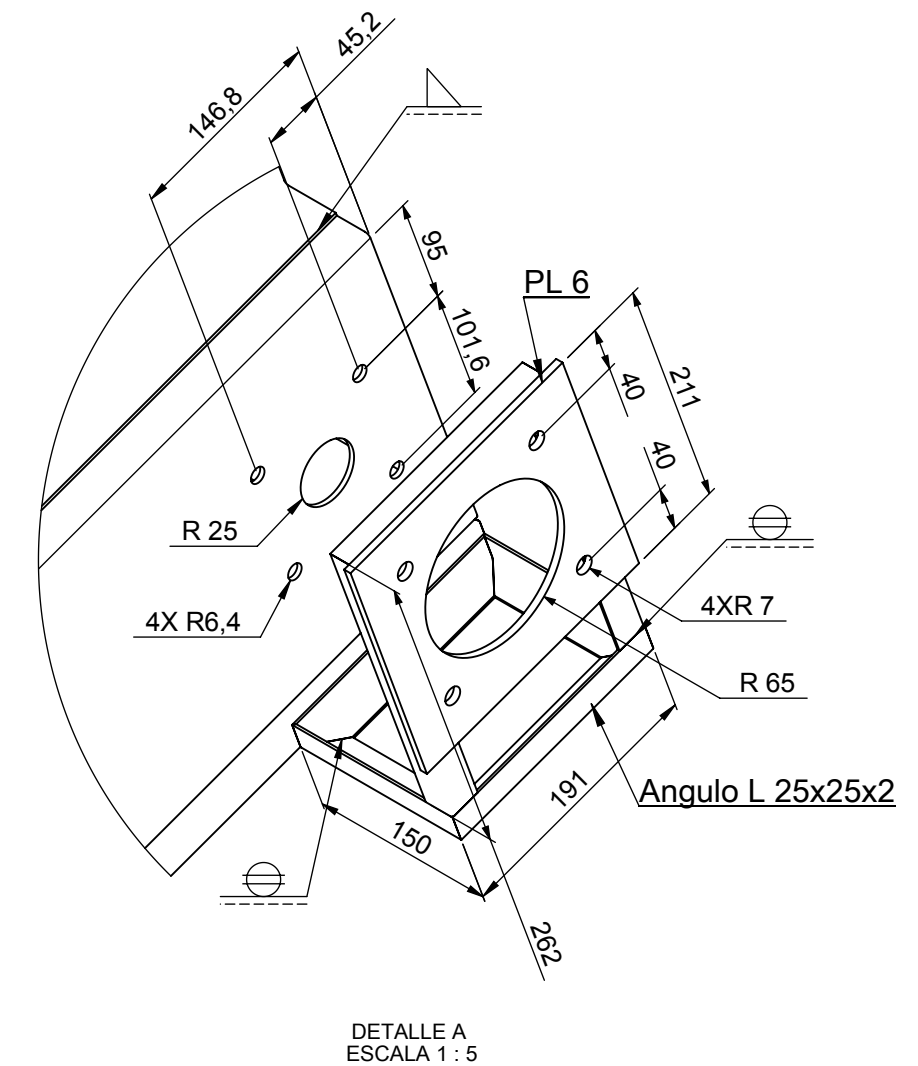
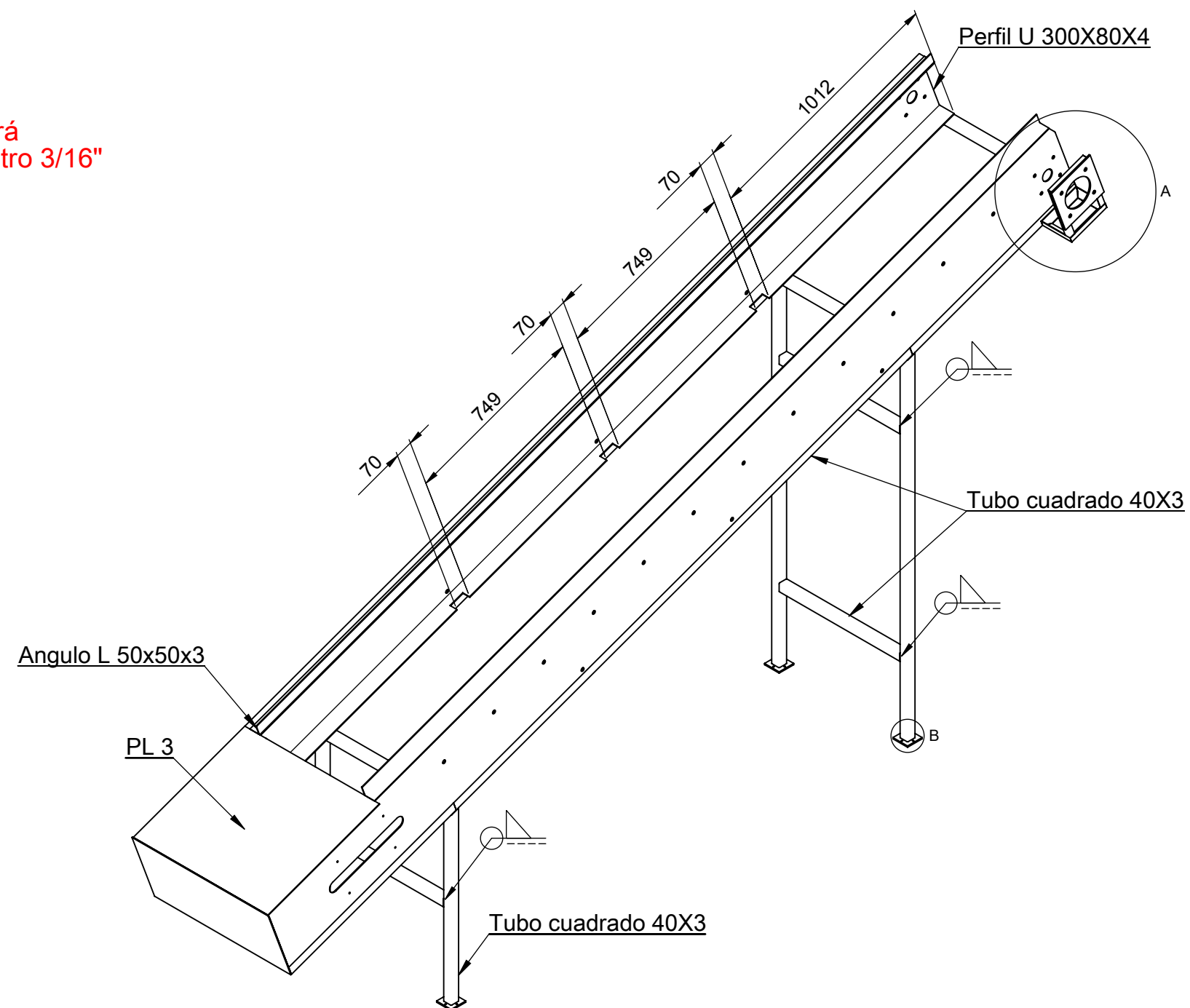


1	Sistema de alimentación			III		273.5					
1	Sistema de desempaquetado			II		174.8					
1	Sistema de transporte			I		369.1					
N.º piezas	Denominación	N.º Norma	Materiales	N.º	N.º Modelo/semiproducto	Peso (Kg)	Observaciones				
Nº de lámina: 1 de 28	Nº de hojas: 28	Denominación:				ESPOCH INGENIERÍA MECÁNICA					
Sustitución:		SISTEMA DE TRANSPORTE DESEMPAQUETADO Y ALIMENTACIÓN DE AMIANTO									
Datos	Nombre					Firma	Fecha	Peso (Kg)	Tolerancia	Escala	Registro
Proyecto	Llanga Adrián						03/01/2011	817.4	± 0.3	V/E	
Dibujó	Llanga Adrián						03/01/2011				
Revisó	Ing. Ruales W.						03/01/2011				
Aprobó	Ing. Ruales W.		03/01/2011								
Materiales:				Codificación							
V/E				D-001-2011							



1	Chaveta rectangular	DIN-6786	AISI 1020	16	20X10x8	0.08	
2	Tensor de banda	-----	ASTM A-36	D	-----	6.61	Cortado, soldado y taladrado
1	Contra tambor	-----	ASTM A-36	C	190-600-40-YA-R-2	37	Cortado, soldado, doblado y perforado
8	Tuerca hexagonal	HHNUT	GRADO SAE 1	15	M6X1	0.16	
16	Arandela plana	DIN125	SAE1070	14	6mm regular	0.11	
8	Perno cabeza hexagonal	HFBOLT	GRADO SAE 1	13	M6X1X20	0.35	
1	Banda textil	DIN22102	EP125	12	500EP125/3 2+1.5X	20	
15	Rodillos	DIN15.207	ASTM A-513	B	Ø 63,5	1.86	Cortado y soldado
30	Tuerca hexagonal	HHNUT	GRADO SAE 1	11	M14X2	1.3	
4	Perno cabeza hexagonal	HFBOLT	GRADO SAE 1	10	M14X2X35	0.3	
34	Arandela plana	DIN125	SAE1070	9	14mm regular	0.95	
1	Motor banda transportadora	-----	Fundición	8	3NR-007	19.59	
4	Tuerca hexagonal	HHNUT	GRADO SAE 1	7	M14X2	0.17	
1	Acople flexible de cadena	IS1618	AISI 4130	6	-----	2.36	
1	Tambor Motriz	-----	ASTM A-36	A	190-600-40-YA-R-2	38	Cortado, soldado, torneado y perforado
8	Tuerca hexagonal	HHNUT	GRADO SAE 1	5	M12X1.75	0.26	
2	Chumacera de pared	FY1.1/2	Fundición	4	SKF FY 1.1/2 TM	1.59	
16	Arandela plana	DIN125	SAE1070	3	12mm regular	0.43	
8	Perno cabeza hexagonal	HFBOLT	GRADO SAE 1	2	M12X1.75X50	0.38	
1	Estructura de banda transportadora	-----	ASTM A-513	1	TUB CUAD 40X3	238.42	Cortado y soldado
Nº. de pieza	Denominación		Nº. Norma	Material	Nº de Modelo/Semiproducto	Peso (Kg)	Observaciones
Nº de lámina:	2 de 28		Nº de hojas:	28			
Sustitución:			Denominación:				
			SISTEMA DE TRANSPORTE		ESPOCH INGENIERÍA MECÁNICA		
Datos	Nombre	Firma	Fecha				
Proyecto	Llango Adrián		03/01/2011				
Dibujó	Llango Adrián		03/01/2011				
Revisó	Ing. Ruales W.		03/01/2011				
Aprobó	Ing. Ruales W.		03/01/2011				
				Materiales:			
				SEGUN LISTADO			
				Codificación			
						D-001-I-2011	

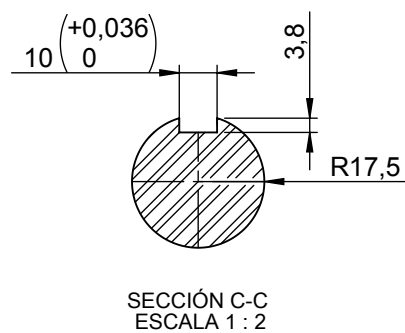
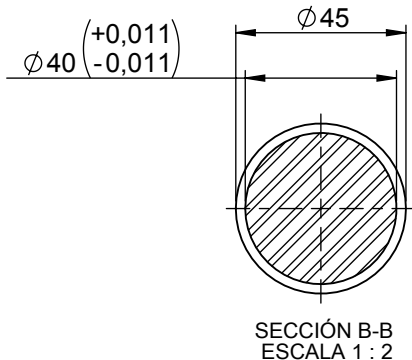
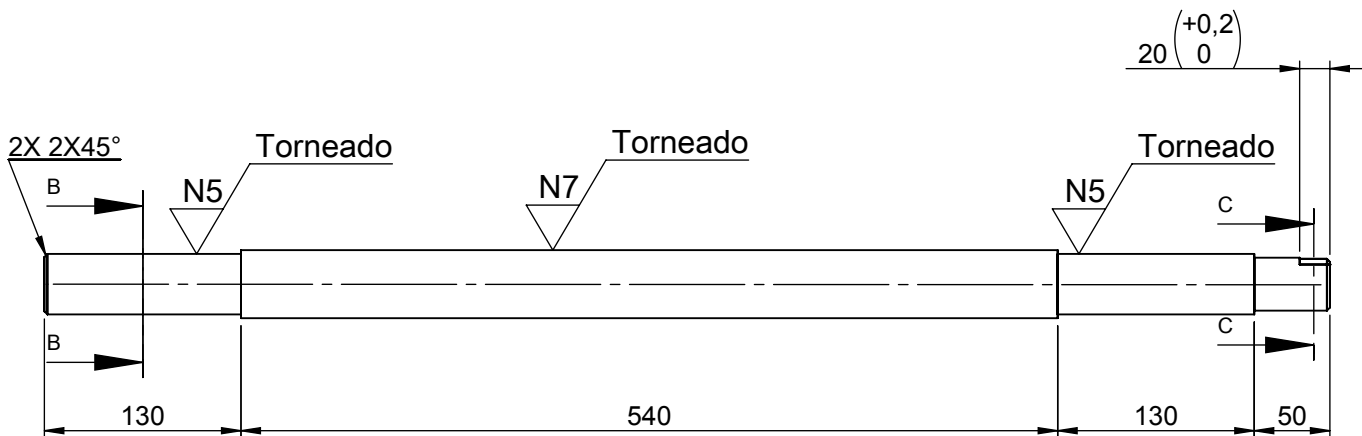
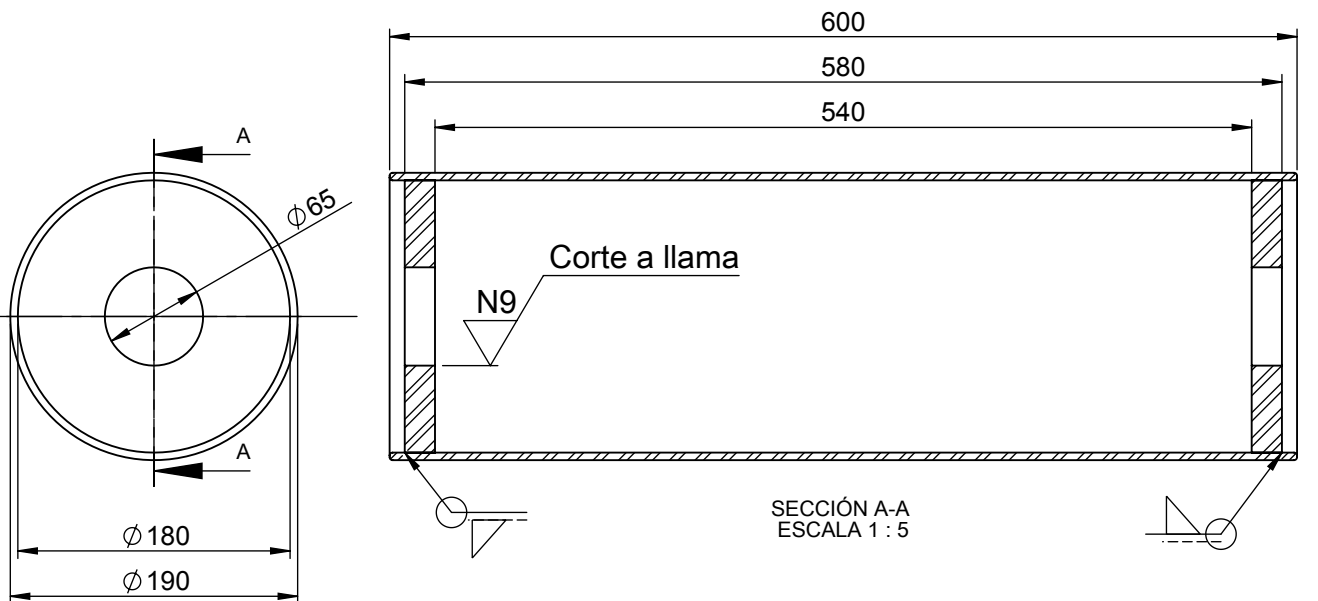
Para la soldadura de todos los perfiles de la estructura se utilizará electrodos AWS E-6011de diámetro 3/16"




N° de lámina: 3 de 28		N° de hojas: 28		Denominación: ESTRUCTURA SISTEMA DE TRANSPORTE	ESPOCH INGENIERÍA MECÁNICA			
Sustitución:					Peso (Kg)	Tolerancia	Escala	Registro
Datos	Nombre	Firma	Fecha		90.47	± 0.3	1:20	
Proyectó	Llanga Adrián		03/01/2011					
Dibujó	Llanga Adrián		03/01/2011					
Revisó	Ing. Ruales W.		03/01/2011	Materiales: ASTM A-36	Codificación D-001-I01-2011			
Aprobó	Ing. Ruales W.		03/01/2011					

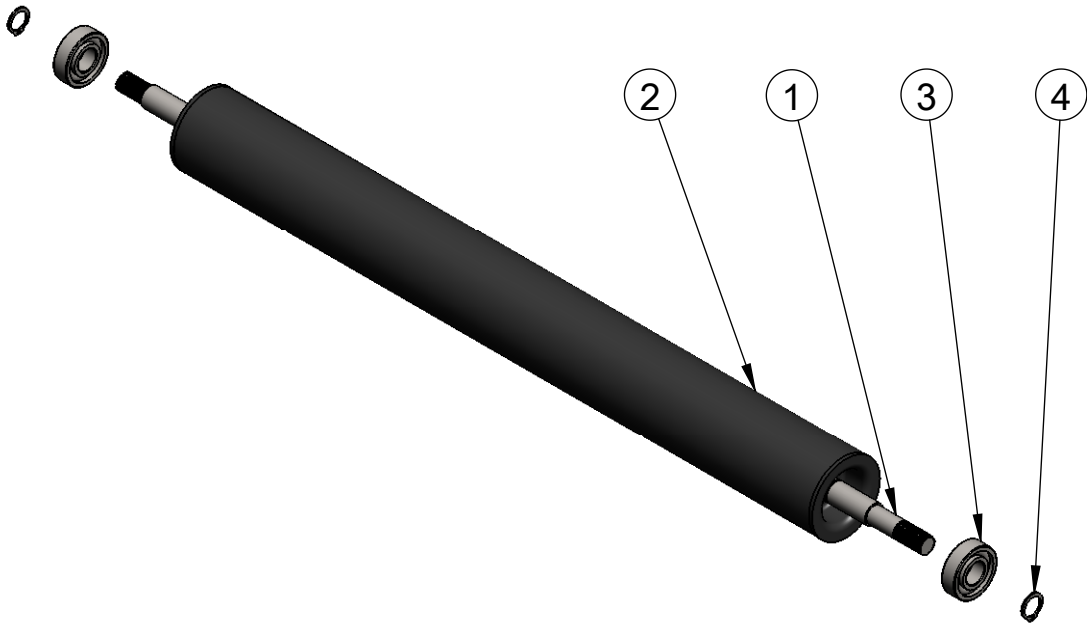
	1		2		3		4			
A										
B										
C										
D										
E										
	2	Buje de fijación	-----	-----	4	A-40	1			
	1	Cilindro tambor motriz	-----	ASTM A-36	3	-----	26.5	Cortado y soldado		
	1	Eje tambor motriz	-----	AISI 1018	2	-----	10	Torneado		
	1	Revestimiento de goma lisa	-----	Goma	1	R2	0.5	Vulcanizado		
	N°. Pieza	Denominación	N°. de Norma	Materiales	N.º	N°. de Modelo/Semiproducto	Peso (kg)	Observaciones		
	N° de lámina: 4 de 28		N° de hojas: 28		Denominación:		ESPOCH INGENIERÍA MECÁNICA			
	Sustitución:				TAMBOR MOTRIZ		Peso (Kg) Tolerancia Escala Registro			
	Datos	Nombre	Firma	Fecha			38	± 0.3	V/E	
	Proyectó	Llanga Adrián		03/01/2011						
	Dibujó	Llanga Adrián		03/01/2011						
	Revisó	Ing. Ruales W.		03/01/2011						
	Aprobó	Ing. Ruales W.		03/01/2011	SEGÚN LISTADO		Codificación D-001-IA-2011			

Para la soldadura se utilizará electrodos
AWS E-6011 de diámetro 3/16"



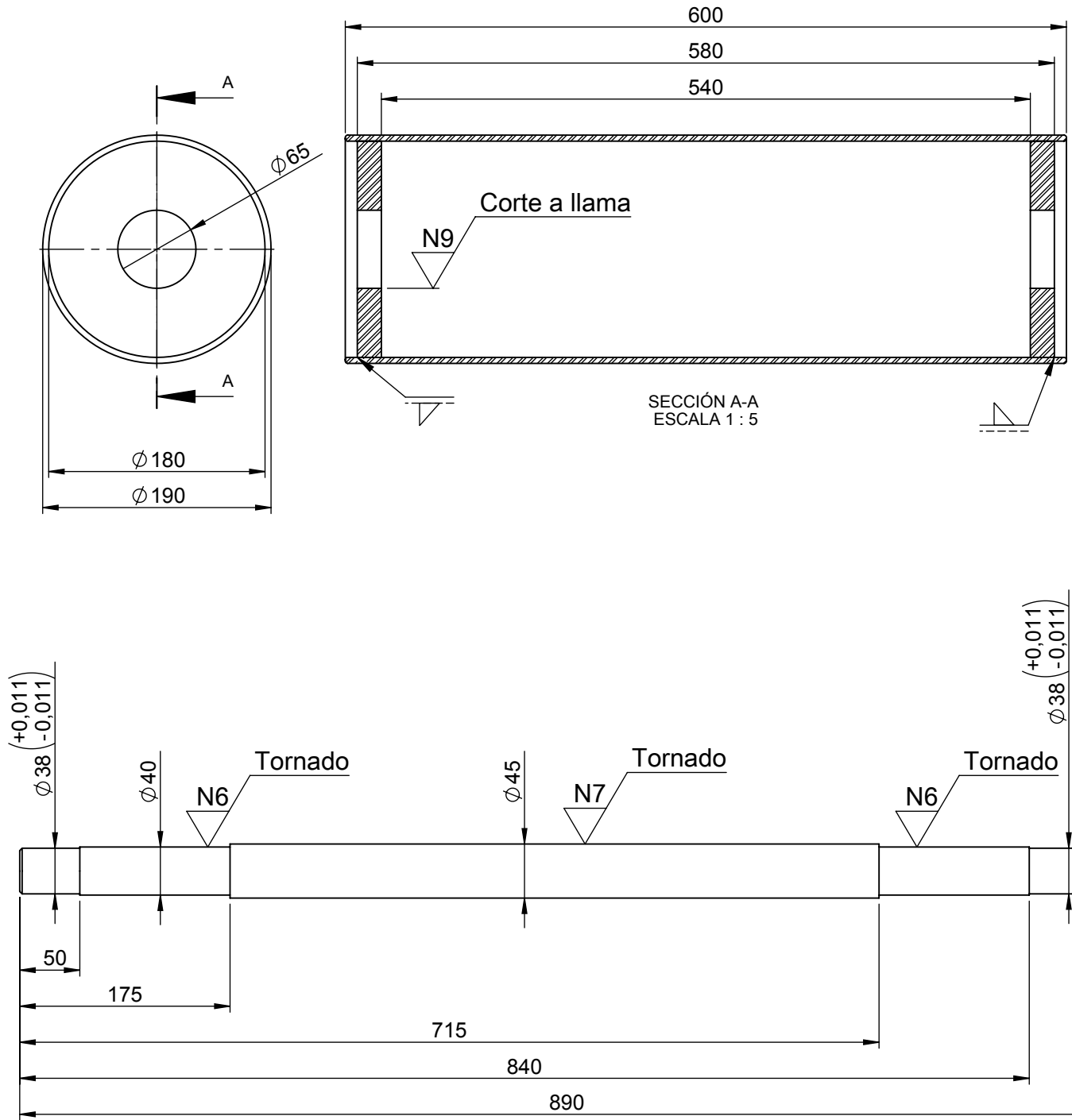
N° de lámina: 5 de 28		N° de hojas: 28		Denominación: CILINDRO TAMBOR MOTRIZ EJE TAMBOR MOTRIZ	ESPOCH INGENIERÍA MECÁNICA			
Sustitución:					Peso (Kg)	Tolerancia	Escala	Registro
Datos	Nombre	Firma	Fecha		30.36	± 0.3	1:5	
Proyectó	Llanga Adrián		03/01/2011					
Dibujó	Llanga Adrián		03/01/2011					
Revisó	Ing. Ruales W.		03/01/2011					
Aprobó	Ing. Ruales W.		03/01/2011	Materiales: ASTM A 36 AISI 1018		Codificación D-001-IA02-2011		


	1	2	3	4							
A											
B											
C											
D											
E	2	Bincha	-----	Acero	4	B27-8M-3DM1-16	0.003				
	2	Rodamiento	-----	Acero	3	SKF-6203-10	0.16				
	1	Cilindro rodillo ST			2		0.37	Cortado y soldado			
	1	Eje rodillo ST			1		1.30	Torneado y roscado			
	N.º Piezas	Denominación	N.º Norma	Material	N.º	N.º de Modelo/Semiproducto	Peso (kg)	Observaciones			
Nº de lámina: 6 de 28		Nº de hojas: 28		Denominación: RODILLO S.T.			ESPOCH INGENIERÍA MECÁNICA				
Sustitución:				Materiales: SEGUN LISTADO			Peso (Kg)		Tolerancia	Escala	Registro
							1.83		± 0.3	1:5	
Datos				Nombre		Firma	Fecha	Codificación			
Proyectó				Llanga Adrián			03/01/2011	D-001-IB-2011			
Dibujó				Llanga Adrián			03/01/2011				
Revisó				Ing. Ruales W.			03/01/2011				
Aprobó				Ing. Ruales W.			03/01/2011				



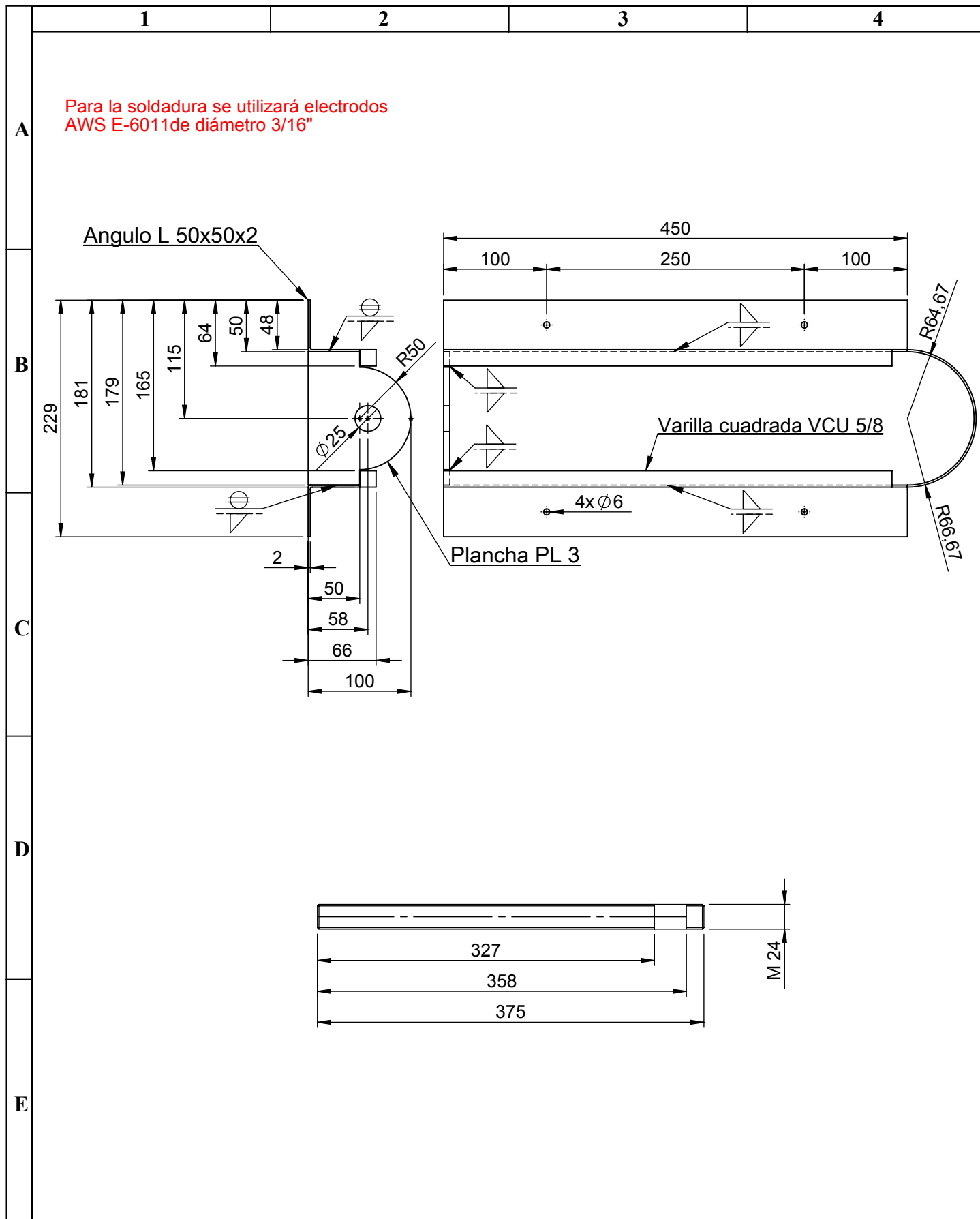
		1	2	3	4				
A									
	B								
C									
D									
E	2	Buje de fijación	-----	-----	4	A-40	1		
	1	Cilindro contra tambor	-----	ASTM A-36	3	-----	26.5	Soldado	
	1	Revestimiento de goma lisa	-----	Goma	2	-----	0.5		
	1	Eje contra tambor	-----	AISI 1018	1	R2	9	Torneado	
	N°. Pieza	Denominación	N°. Norma	Material	N.º	N°. Modelo/Semiproducto	Peso (kg)	Observaciones	
N° de lámina: 8 de 28		N° de hojas: 28		Denominación:		ESPOCH INGENIERÍA MECÁNICA			
Sustitución:				CONTRA TAMBOR		ESPOCH INGENIERÍA MECÁNICA			
						Peso (Kg)	Tolerancia	Escala	Registro
						37	± 0.3	1:10	
						Codificación			
						D-001-IC-2011			
				Materiales:					
				SEGUN LISTADO					
Datos	Nombre	Firma	Fecha						
Proyectó	Llangua Adrián		03/01/2011						
Dibujó	Llangua Adrián		03/01/2011						
Revisó	Ing. Ruales W.		03/01/2011						
Aprobó	Ing. Ruales W.		03/01/2011						

Para la soldadura se utilizará electrodos
AWS E-6011 de diámetro 3/16"

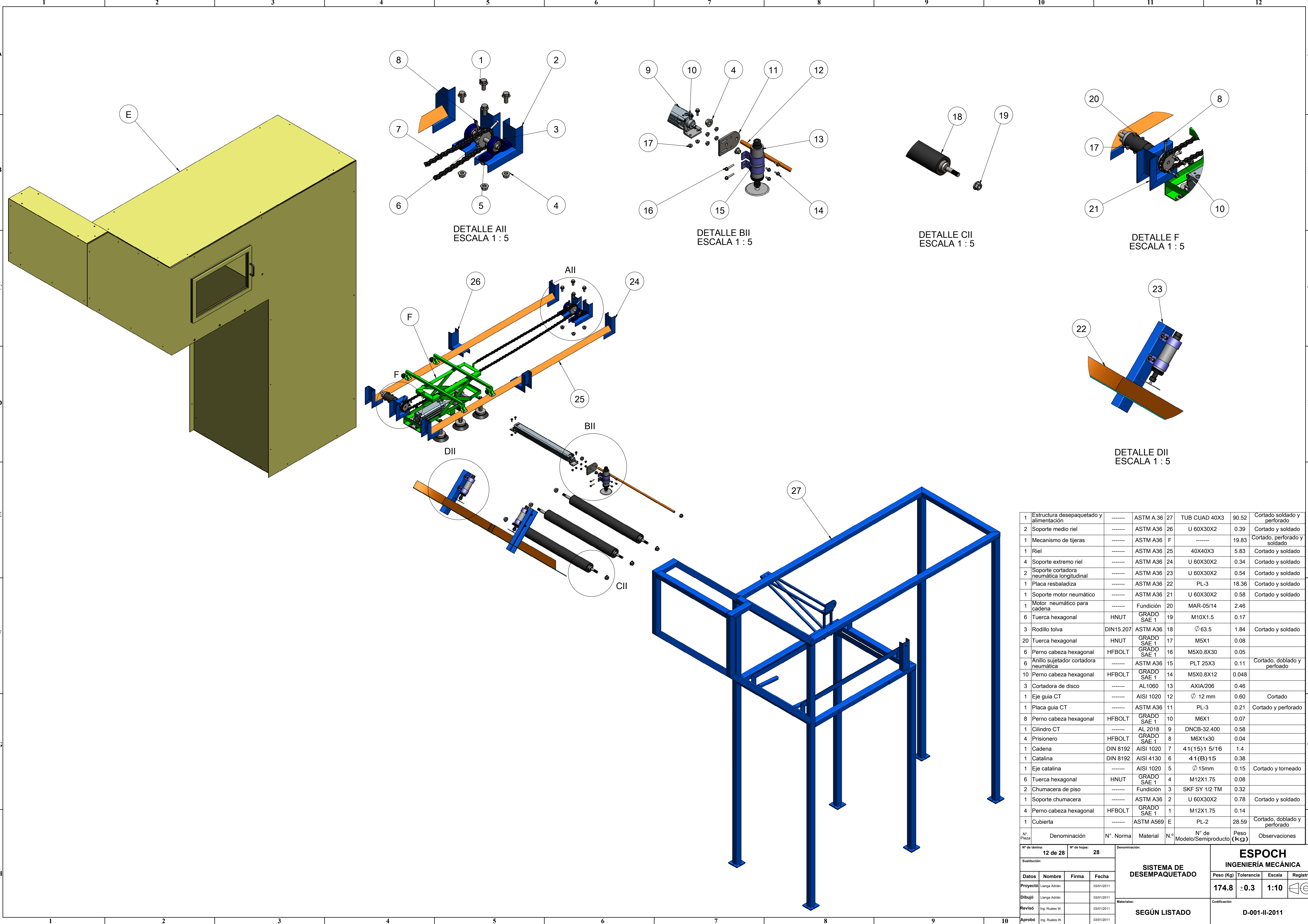


N° de lámina: 9 de 28		N° de hojas: 28		Denominación: CILINDRO CONTRATAMBOR EJE CONTRATAMBOR	ESPOCH INGENIERÍA MECÁNICA			
Sustitución:					Peso (Kg)	Tolerancia	Escala	Registro
Datos	Nombre	Firma	Fecha		26.5 9	± 0.3	1:5	
Proyectó	Llangua Adrián		03/01/2011		Codificación D-001-IB04-2011			
Dibujó	Llangua Adrián		03/01/2011					
Revisó	Ing. Ruales W.		03/01/2011					
Aprobó	Ing. Ruales W.		03/01/2011	Materiales: ASTM A-36 AISI 1018				

1		2		3		4																					
<div> <div>A</div> <div>B</div> <div>C</div> <div>D</div> </div>																											
E	1	Tuerca de ajuste	HHNUT	GRADO SAE 1	6	M24X3	0.09																				
	2	Tuerca hexagonal	HHNUT	GRADO SAE 1	5	M24X3	0.19																				
	2	Arandela plana	DIN 125	SAE 1070	4	B18.22M,M24X3	0.02																				
	1	Eje tornillo tensor	-----	-----	3	-----	1.20	Torneado y roscado																			
	1	Chumacera tensora	-----	-----	2	SKF TBY 1.1/2 TM	1.45																				
	1	Soporte tensor	-----	-----	1	-----	3.66	Cortado, soldado y taladrado																			
	N°. Pieza	Denominación	N°. Norma	Material	N.º	N°. de Modelo/Semiproducto	Peso (kg)	Observaciones																			
N° de lámina: 10 de 28		N° de hojas: 28		Denominación:		<div>ESPOCH</div> <div>INGENIERÍA MECÁNICA</div>																					
Sustitución:				<div>TENSOR DE BANDA</div>		<div>Peso (Kg)</div> <div>Tolerancia</div> <div>Escala</div> <div>Registro</div>																					
<table border="1"> <tr> <th>Datos</th> <th>Nombre</th> <th>Firma</th> <th>Fecha</th> </tr> <tr> <td>Proyectó</td> <td>Llanga Adrián</td> <td></td> <td>03/01/2011</td> </tr> <tr> <td>Dibujó</td> <td>Llanga Adrián</td> <td></td> <td>03/01/2011</td> </tr> <tr> <td>Revisó</td> <td>Ing. Ruales W.</td> <td></td> <td>03/01/2011</td> </tr> <tr> <td>Aprobó</td> <td>Ing. Ruales W.</td> <td></td> <td>03/01/2011</td> </tr> </table>						Datos	Nombre	Firma	Fecha	Proyectó	Llanga Adrián		03/01/2011	Dibujó	Llanga Adrián		03/01/2011	Revisó	Ing. Ruales W.		03/01/2011	Aprobó	Ing. Ruales W.		03/01/2011	<div>6.61</div> <div>± 0.3</div> <div>1:5</div> <div> </div>	
Datos	Nombre	Firma	Fecha																								
Proyectó	Llanga Adrián		03/01/2011																								
Dibujó	Llanga Adrián		03/01/2011																								
Revisó	Ing. Ruales W.		03/01/2011																								
Aprobó	Ing. Ruales W.		03/01/2011																								
Materiales:				Codificación																							
SEGÚN LISTADO				D-001-IB-2011																							



N° de lámina: 11 de 28		N° de hojas: 28		Denominación: SOPORTE TENSOR TORNILLO TENSOR	ESPOCH INGENIERÍA MECÁNICA			
Sustitución:					Peso (Kg)	Tolerancia	Escala	Registro
Datos	Nombre	Firma	Fecha		3.66 1.20	± 0.3	1:5	
Proyectó	Llanga Adrián		03/01/2011					
Dibujó	Llanga Adrián		03/01/2011					
Revisó	Ing. Ruales W.		03/01/2011	Materiales: ASTM A-36 AI SI 1018	Codificación D-001-IB05-2011			
Aprobó	Ing. Ruales W.		03/01/2011					

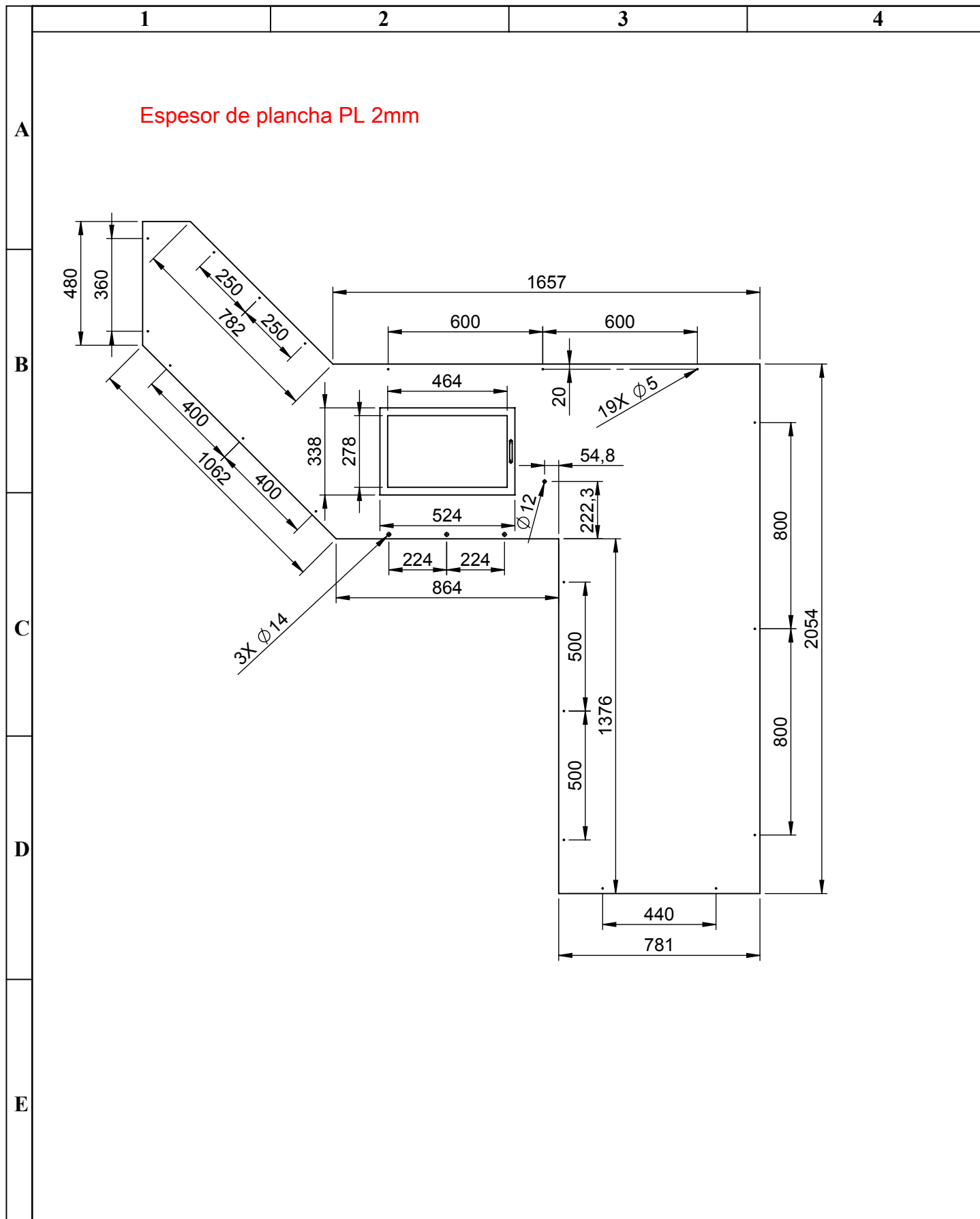



1	Estructura despaquetado y alimentación	-----	ASTM A.36	27	TUB CUAD 40X3	90.52	Cortado soldado y perforado
2	Soporte medio riel	-----	ASTM A36	26	U 60X30X2	0.39	Cortado y soldado
1	Mecanismo de tijeras	-----	ASTM A36	F	-----	19.83	Cortado, perforado y soldado
1	Riel	-----	ASTM A36	25	40X40X3	5.83	Cortado y soldado
4	Soporte extremo riel	-----	ASTM A36	24	U 60X30X2	0.34	Cortado y soldado
2	Soporte cortadora neumática longitudinal	-----	ASTM A36	23	U 60X30X2	0.54	Cortado y soldado
1	Placa resbaladiza	-----	ASTM A36	22	PL-3	18.36	Cortado y soldado
1	Soporte motor neumático	-----	ASTM A36	21	U 60X30X2	0.58	Cortado y soldado
1	Motor neumático para cadena	-----	Fundición	20	MAR-05/14	2.46	
6	Tuerca hexagonal	HNUT	GRADO SAE 1	19	M10X1.5	0.17	
3	Rodillo tolva	DIN15.207	ASTM A36	18	Ø 63.5	1.84	Cortado y soldado
20	Tuerca hexagonal	HNUT	GRADO SAE 1	17	M5X1	0.08	
6	Perno cabeza hexagonal	HFBOLT	GRADO SAE 1	16	M5X0.8X30	0.05	
6	Anillo sujetador cortadora neumática	-----	ASTM A36	15	PLT 25X3	0.11	Cortado, doblado y perforado
10	Perno cabeza hexagonal	HFBOLT	GRADO SAE 1	14	M5X0.8X12	0.048	
3	Cortadora de disco	-----	AL1060	13	AXIA/206	0.46	
1	Eje guia CT	-----	AISI 1020	12	Ø 12 mm	0.60	Cortado
1	Placa guia CT	-----	ASTM A36	11	PL-3	0.21	Cortado y perforado
8	Perno cabeza hexagonal	HFBOLT	GRADO SAE 1	10	M6X1	0.07	
1	Cilindro CT	-----	AL 2018	9	DNCB-32.400	0.58	
4	Prisionero	HFBOLT	GRADO SAE 1	8	M6X1x30	0.04	
1	Cadena	DIN 8192	AISI 1020	7	41(15)1 5/16	1.4	
1	Catalina	DIN 8192	AISI 4130	6	41(B)15	0.38	
1	Eje catalina	-----	AISI 1020	5	Ø 15mm	0.15	Cortado y torneado
6	Tuerca hexagonal	HNUT	GRADO SAE 1	4	M12X1.75	0.08	
2	Chumacera de piso	-----	Fundición	3	SKF SY 1/2 TM	0.32	
1	Soporte chumacera	-----	ASTM A36	2	U 60X30X2	0.78	Cortado y soldado
4	Perno cabeza hexagonal	HFBOLT	GRADO SAE 1	1	M12X1.75	0.14	
1	Cubierta	-----	ASTM A569	E	PL-2	28.59	Cortado, doblado y perforado
Nº Pieza	Denominación	Nº. Norma	Material	Nº de Modelo/Semiproducto	Peso (Kg)	Observaciones	

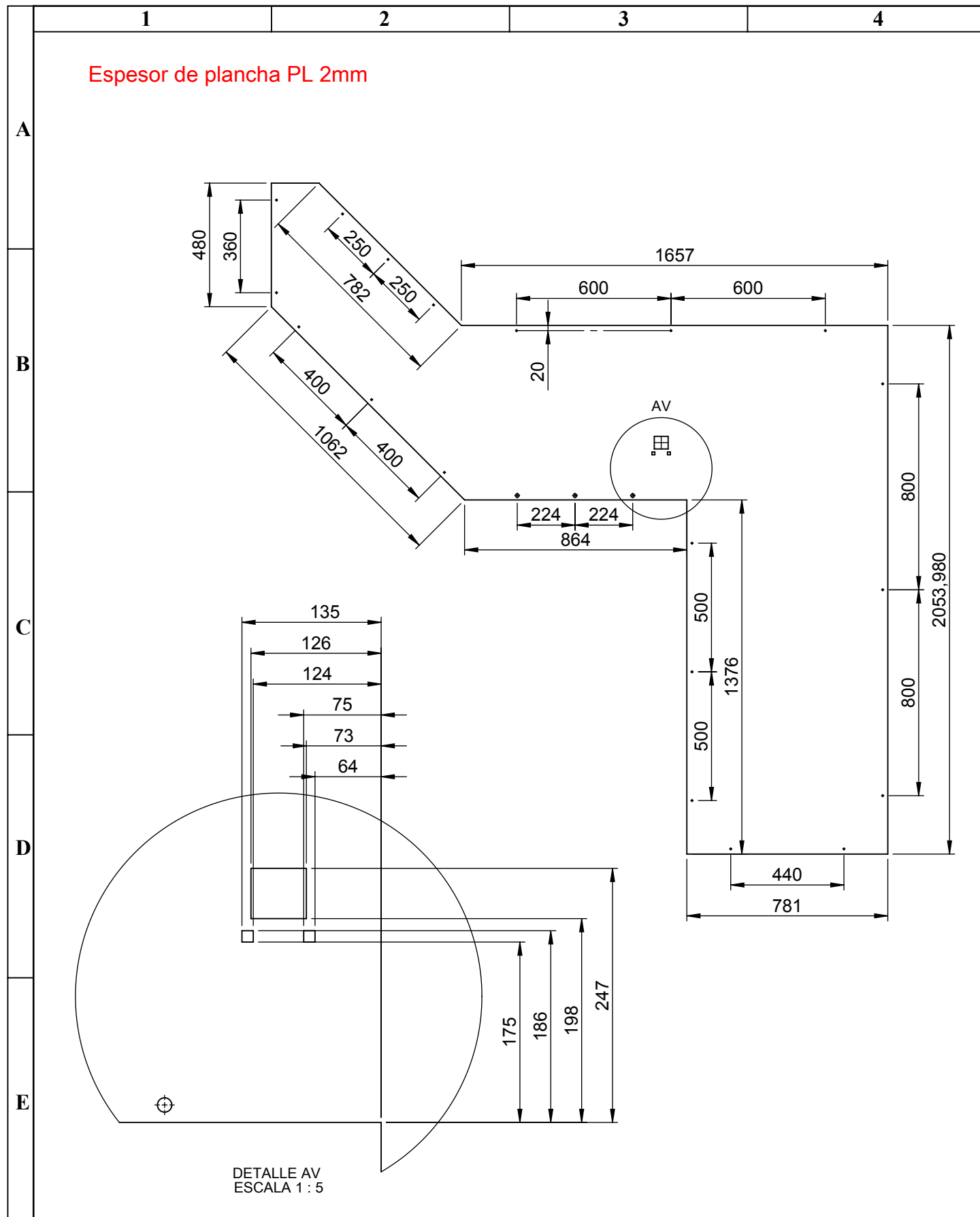
Nº de lámina: 12 de 28		Nº de hojas: 28		Denominación:			
Sustitución:							
Datos	Nombre	Firma	Fecha	SISTEMA DE DESEMPAQUETADO			
Proyecto	Llango Adrián		03/01/2011				
Dibujó	Llango Adrián		03/01/2011				
Revisó	Ing. Ruales W.		03/01/2011				
Aprobó	Ing. Ruales W.		03/01/2011	SEGÚN LISTADO			
				Materiales:		Codificación:	
						D-001-II-2011	


ESPOCH
INGENIERÍA MECÁNICA

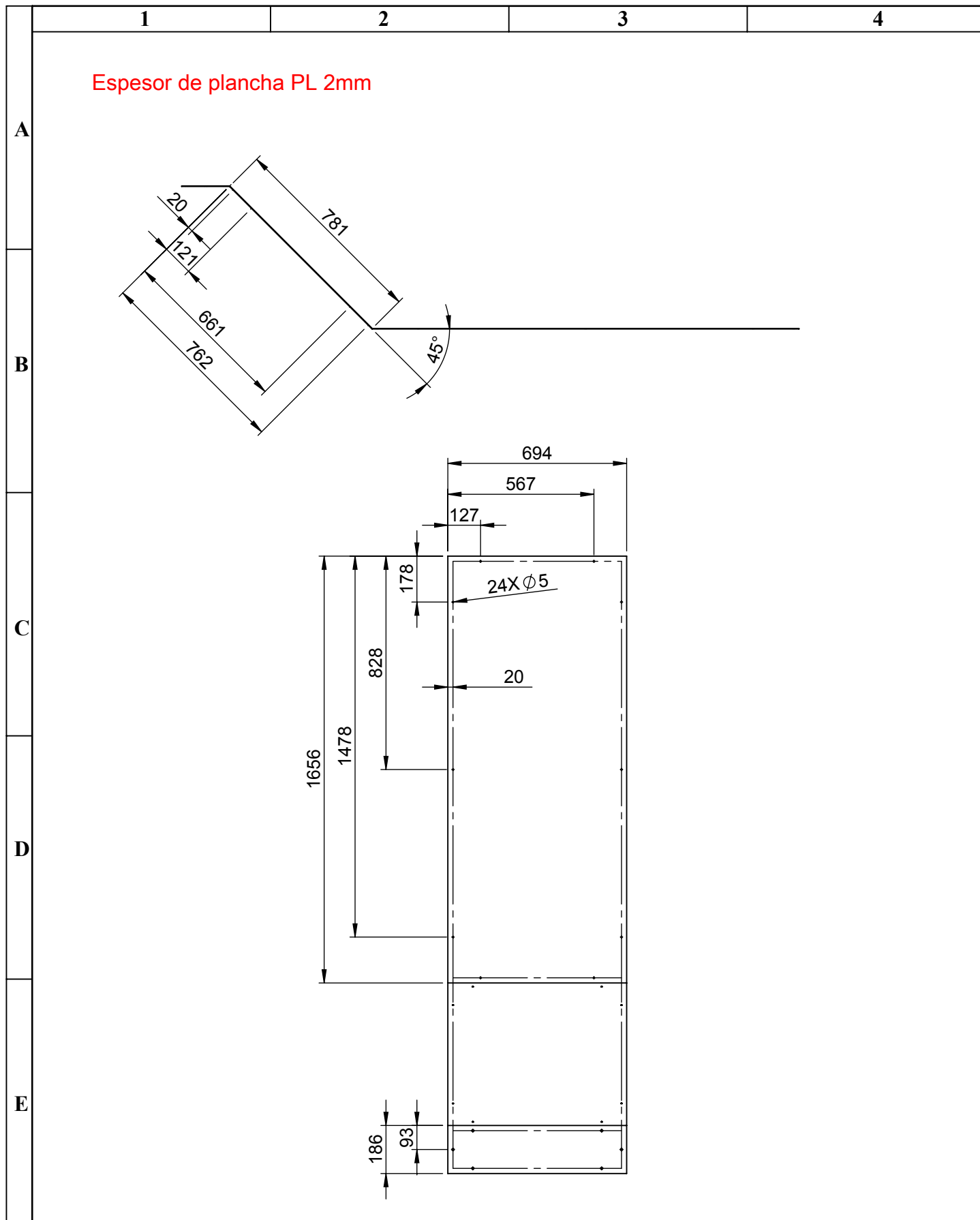
Peso (Kg)	Tolerancia	Escala	Registro
174.8	±0.3	1:10	

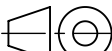


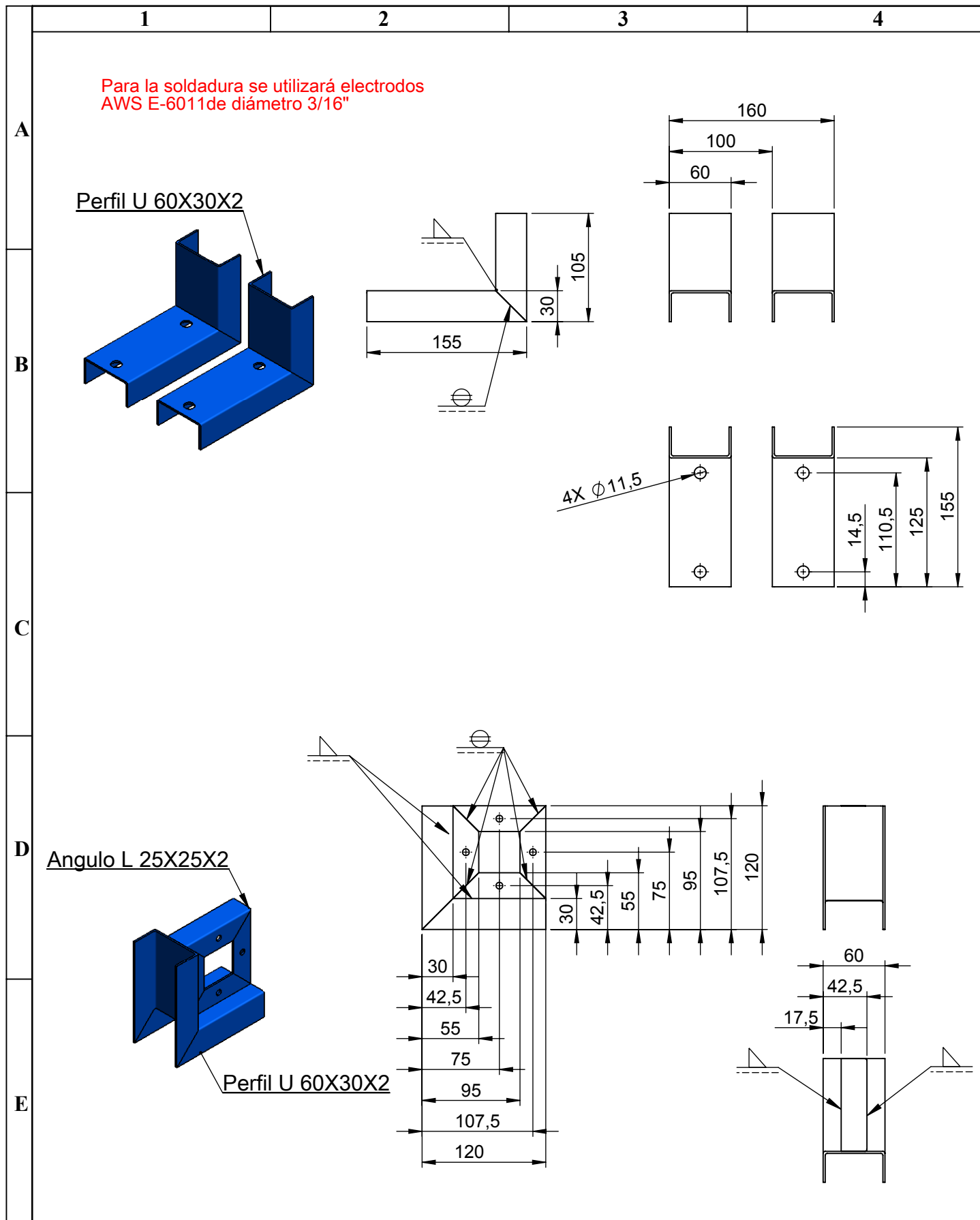
N° de lámina: 13 de 28		N° de hojas: 28		CUBIERTA LATERAL DERECHA	ESPOCH INGENIERÍA MECÁNICA			
Sustitución:					Peso (Kg)	Tolerancia	Escala	Registro
Datos	Nombre	Firma	Fecha		7.79	± 0.3	1:20	
Proyectó	Llanga Adrián		03/01/2011					
Dibujó	Llanga Adrián		03/01/2011					
Revisó	Ing. Ruales W.		03/01/2011	ASTM A- 569	Codificación D-001-II E06-2011			
Aprobó	Ing. Ruales W.		03/01/2011					
				Materiales:				

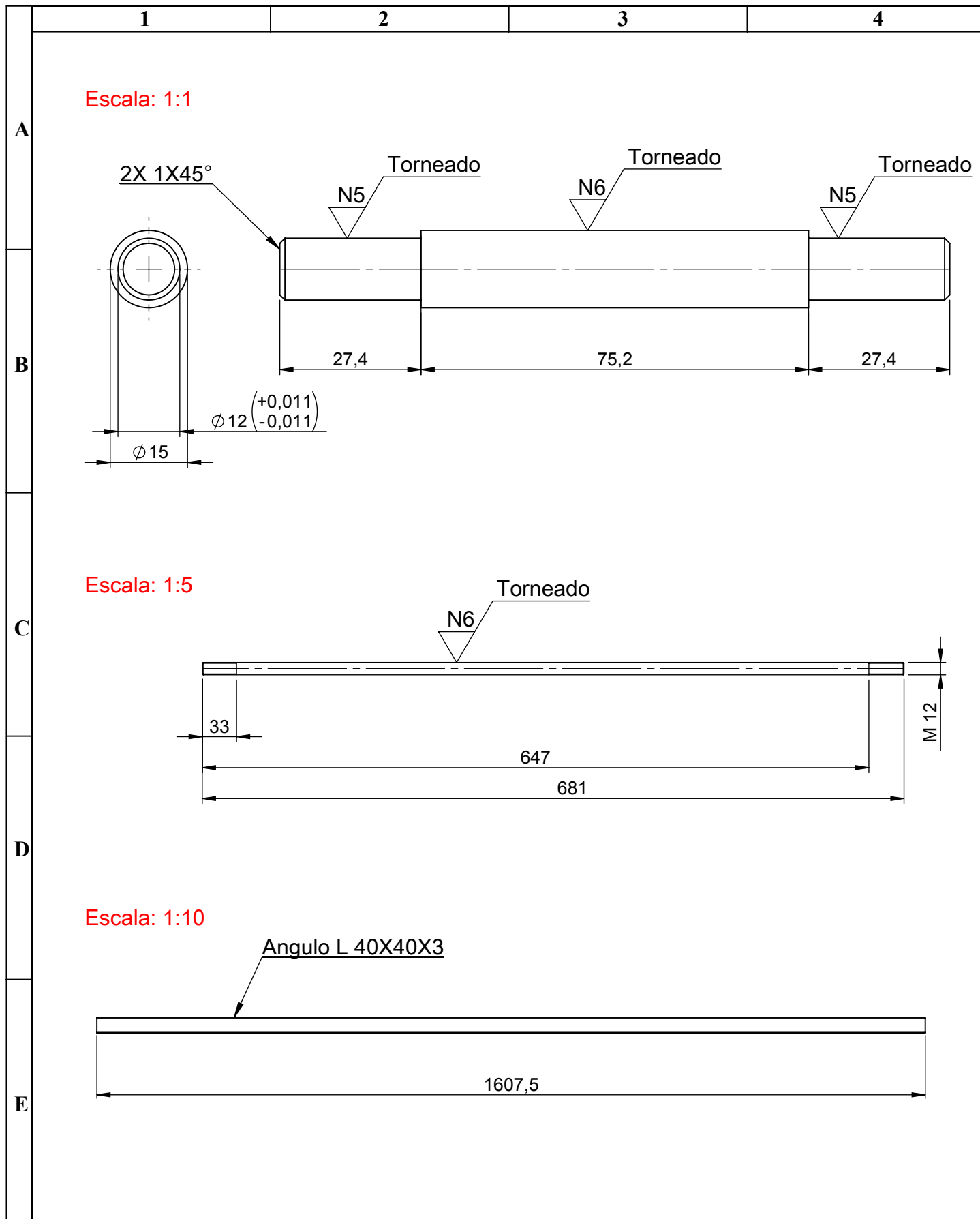


N° de lámina: 14 de 28		N° de hojas: 28		Denominación: CUBIERTA LATERAL IZQUIERDA	ESPOCH INGENIERÍA MECÁNICA			
Sustitución:					Peso (Kg)	Tolerancia	Escala	Registro
Datos	Nombre	Firma	Fecha		7.79	± 0.3	1:20	
Proyectó	Llanga Adrián		03/01/2011					
Dibujó	Llanga Adrián		03/01/2011					
Revisó	Ing. Ruales W.		03/01/2011	Materiales: ASTM A-569	Codificación D-001-IIE07-2011			
Aprobó	Ing. Ruales W.		03/01/2011					

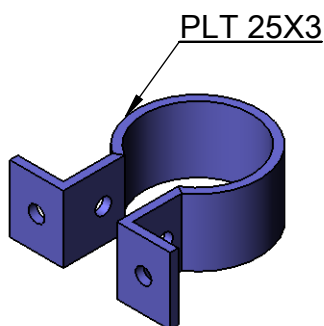
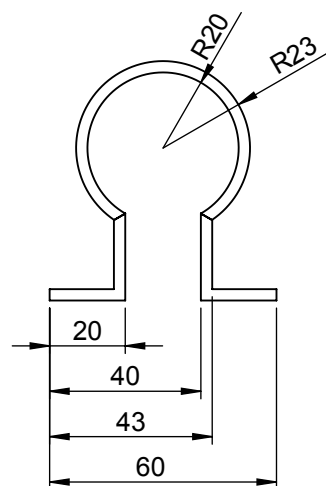



N° de lámina: 16 de 28		N° de hojas: 28		Denominación: CUBIERTA SUPERIOR	ESPOCH INGENIERÍA MECÁNICA			
Sustitución:					Peso (Kg)	Tolerancia	Escala	Registro
Datos	Nombre	Firma	Fecha		5.18	± 0.3	1:20	
Proyectó	Llanga Adrián		03/01/2011					
Dibujó	Llanga Adrián		03/01/2011					
Revisó	Ing. Ruales W.		03/01/2011	Materiales: ASTM A-563	Codificación D-001-IIE09-2011			
Aprobó	Ing. Ruales W.		03/01/2011					


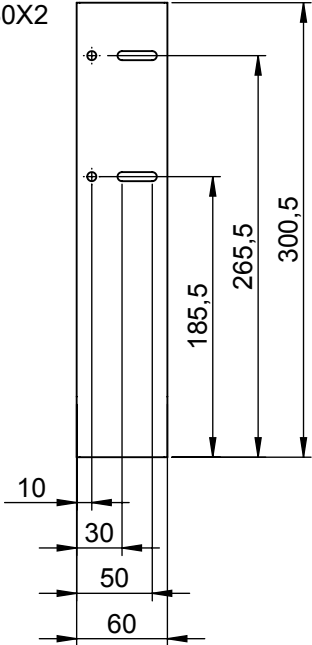
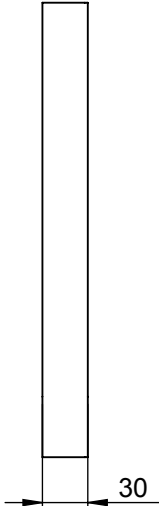

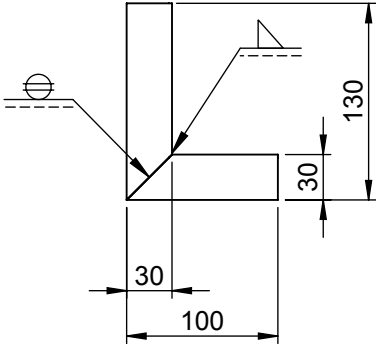
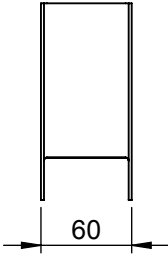
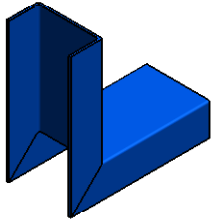
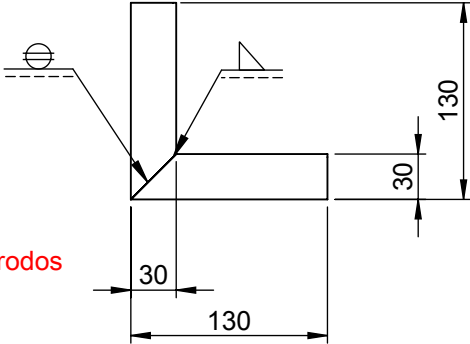
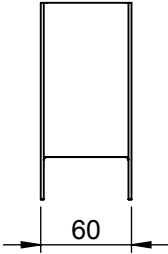





N° de lámina: 19 de 28		N° de hojas: 28		Denominación: EJE CATALINA EJE GUÍA RIEL	ESPOCH INGENIERÍA MECÁNICA			
Sustitución:					Peso (Kg)	Tolerancia	Escala	Registro
Datos	Nombre	Firma	Fecha		0.15 5.83 0.60	± 0.3	V/E	
Proyectó	Llanga Adrián		03/01/2011					
Dibujó	Llanga Adrián		03/01/2011					
Revisó	Ing. Ruales W.		03/01/2011	Materiales: AISI 1018 ASTM A-36	Codificación D-001-II12-2011			
Aprobó	Ing. Ruales W.		03/01/2011					



N° de lámina: 20 de 28		N° de hojas: 28		Denominación: PLACA GUÍA C.T. ANILLO SUJETADOR	ESPOCH INGENIERÍA MECÁNICA			
Sustitución:					Peso (Kg)	Tolerancia	Escala	Registro
Datos	Nombre	Firma	Fecha		0.18 0.11	± 0.3	1:2	
Proyectó	Llanga Adrián		03/01/2011					
Dibujó	Llanga Adrián		03/01/2011	Materiales: ASTM A-36	Codificación			D-001-II13-2011
Revisó	Ing. Ruales W.		03/01/2011					
Aprobó	Ing. Ruales W.		03/01/2011					

	1	2	3	4
A	Todos los soportes son perfiles U 60X30X2			
B				
C				
D				
E				
	Para la soldadura se utilizará electrodos AWS E-6011 de diámetro 3/16"			

N° de lámina: 21 de 28		N° de hojas: 28		Denominación: SOPORTE CORTADORA SOPORTE EXTREMO RIEL SOPORTE MEDIO RIEL	ESPOCH INGENIERÍA MECÁNICA			
Sustitución:					Peso (Kg)	Tolerancia	Escala	Registro
Datos	Nombre	Firma	Fecha		0.54 0.34 0.39	± 0.3	1:5	
Proyectó	Llanga Adrián		03/01/2011		Codificación D-001-II14-2011			
Dibujó	Llanga Adrián		03/01/2011					
Revisó	Ing. Ruales W.		03/01/2011					
Aprobó	Ing. Ruales W.		03/01/2011	Materiales: ASTM A-36				

1

2

3

4

5

6

7

8

A

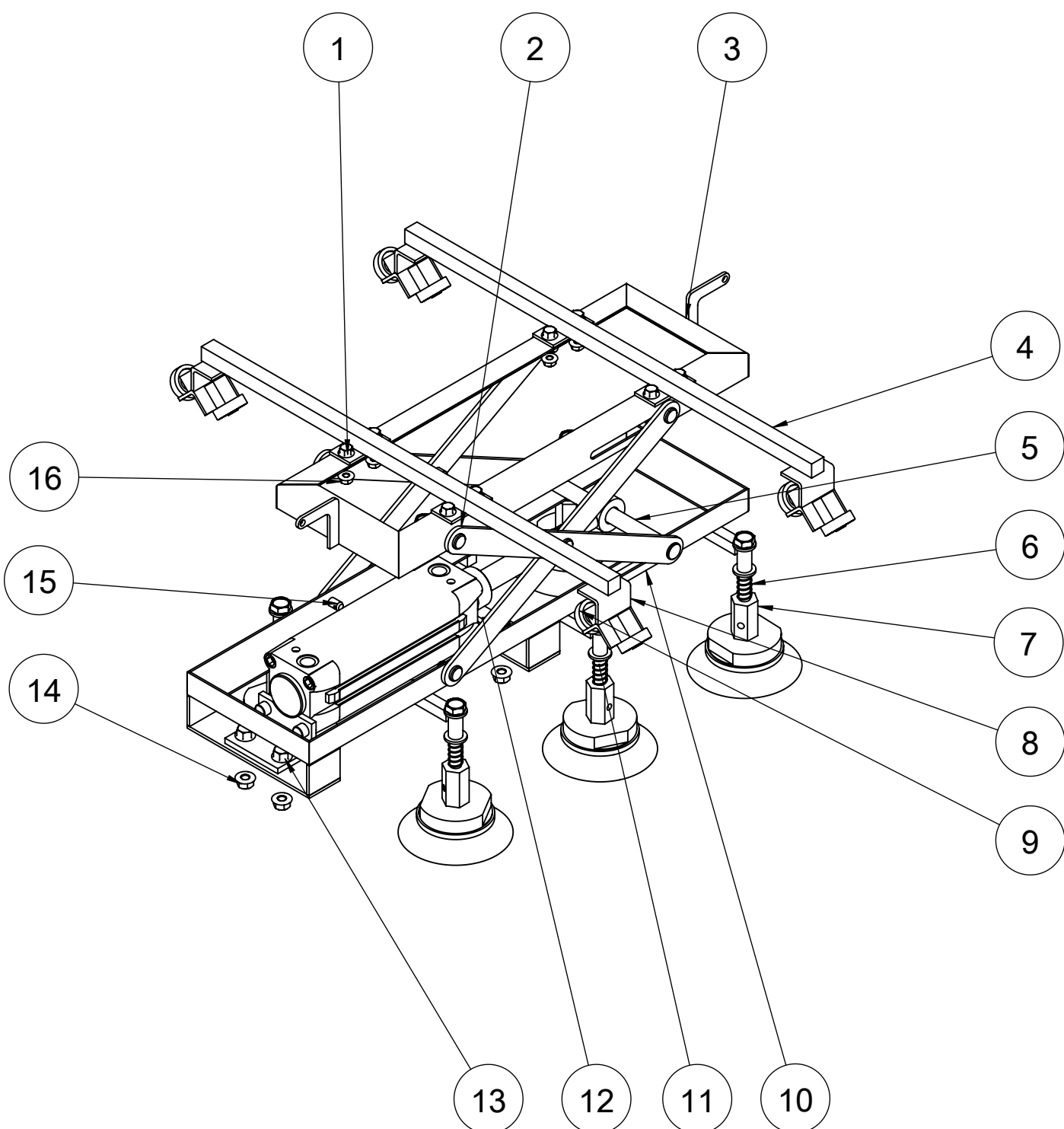
B

C

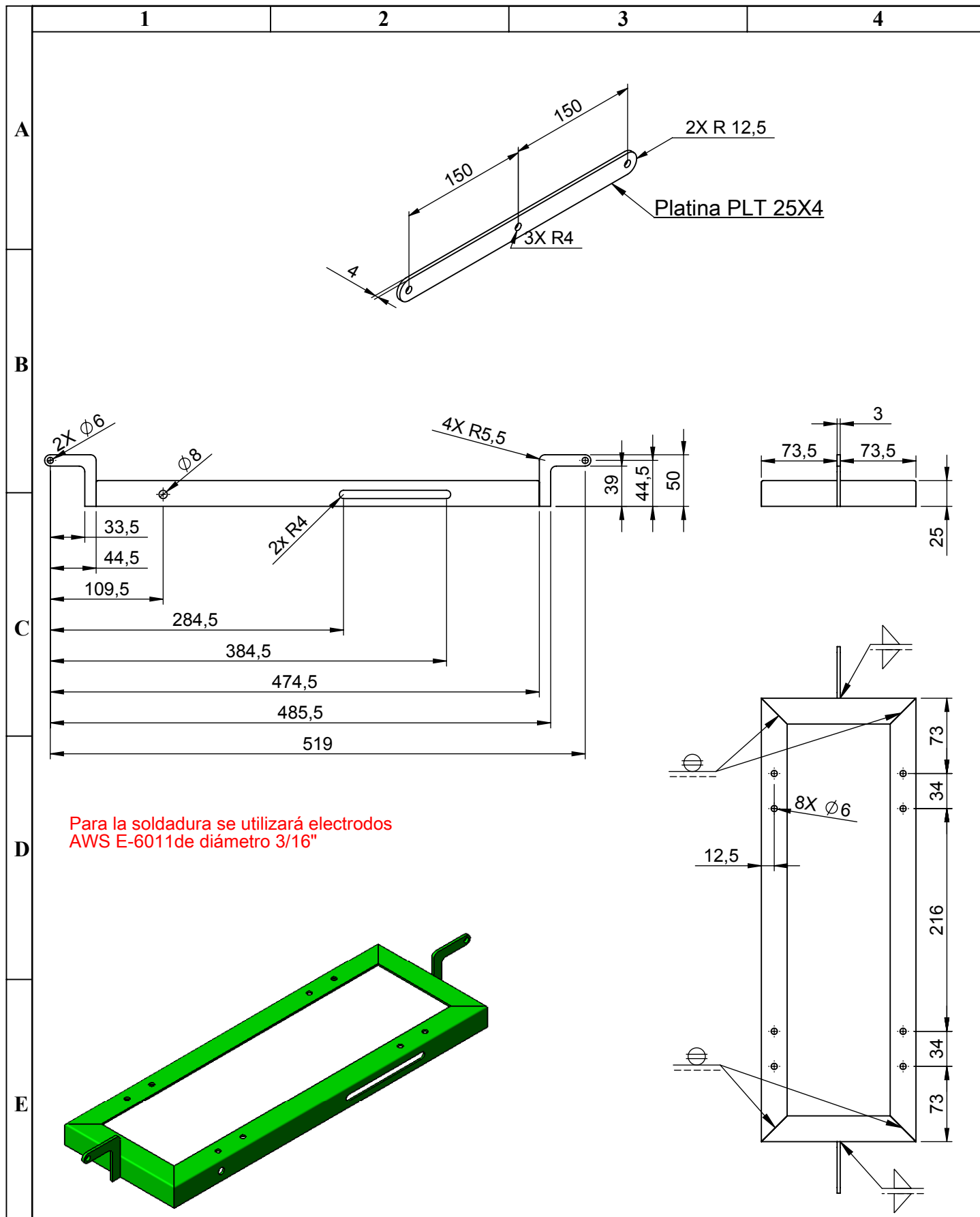
D

E

F

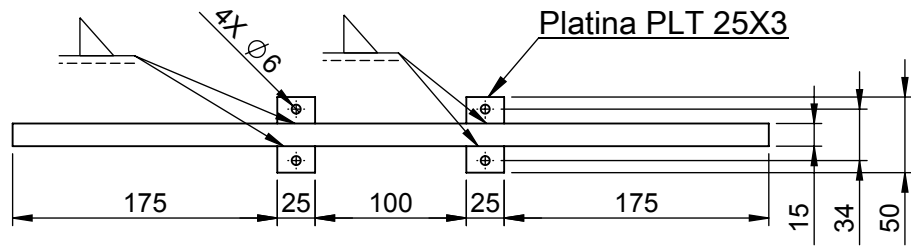


8	Tuerca hexagonal	HFNUT	GRADO SAE1	M6 x 1	16	0.08			
8	Pasador	ISO 2341		8 x 18x 2	15	0.12			
4	Tuerca hexagonal	HFNUT	GRADO SAE1	M8 x 1.25	14	0.09			
4	Perno cabeza hexagonal	HHFLANGE	GRADO SAE1	M8 x 1.25 x 20	13	0.21			
1	Cilindro MT	-----	-----	DNCB-50-100-PPV-A	12	1.4			
6	Muelle		-----	M10	11	0.08			
1	Bastidor inferior	-----	ASTM A-36	-----	10	4.43	Soldado y taladrado		
8	Ruedas	-----	-----	SKF - 7200 BE	9	1.2			
4	Soporte rueda	-----	ASTM A-36	-----	8	0.54	Torneado y soldado		
6	Ventosa	-----	-----	ZPX100HNB01B10	7	4.15			
6	Perno cabeza hexagonal	FHSCREW	GRADO SAE1	M10 x 1.5 x 70	6	0.46			
1	Pasador cilindro MT	-----	-----	8 x 175x 5	5	0.18			
2	Brazos bastidor superior	-----	ASTM A-36	-----	4	2.3	Soldado y taladrado		
1	Bastidor superior	-----	ASTM A-36	-----	3	3.71	Soldado y taladrado		
4	Eslabón	-----	ASTM A-36	PLT 25X4	2	0.60	Cortado y taladrado		
8	Perno cabeza hexagonal	HHFLANGE	GRADO SAE1	M6 x 1.0 x 12	1	0.28			
Nº. Pieza	Denominación	Nº. Norma	Material	Nº. de Modelo/Semiproducto	N.º	Peso (kg)	Observaciones		
Nº de lámina: 22 de 28		Nº de hojas: 28		Denominación:		ESPOCH INGENIERÍA MECÁNICA			
Sustitución:				MECANISMO DE TIJERAS		Peso (Kg)	Tolerancia	Escala	Registro
Datos	Nombre	Firma	Fecha			19.83	±0.3	1:5	
Proyectó	Llanga Adrián		03/01/2011						
Dibujó	Llanga Adrián		03/01/2011						
Revisó	Ing. Ruales W.		03/01/2011	Materiales: SEGÚN LISTADO		Codificación D-001-IIF-2011			
Aprobó	Ing. Ruales W.		03/01/2011						

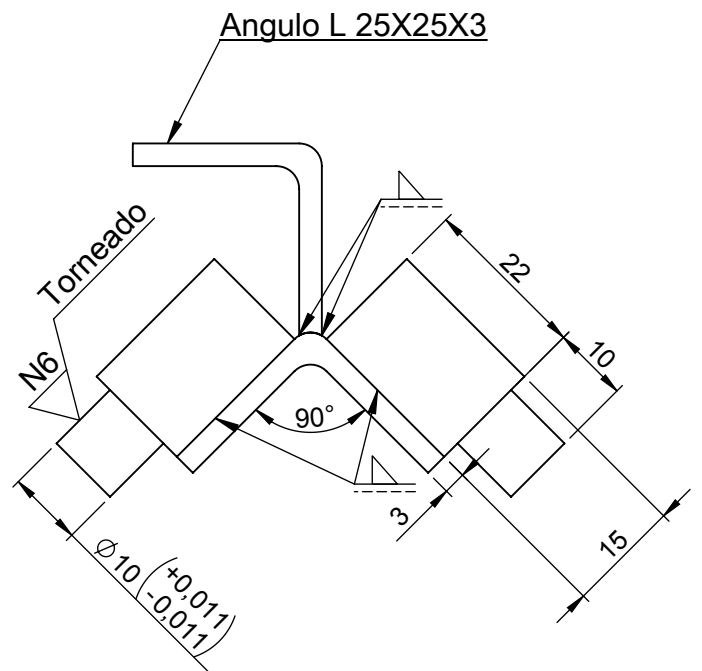
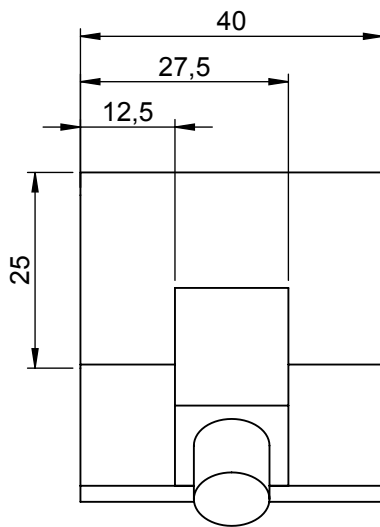
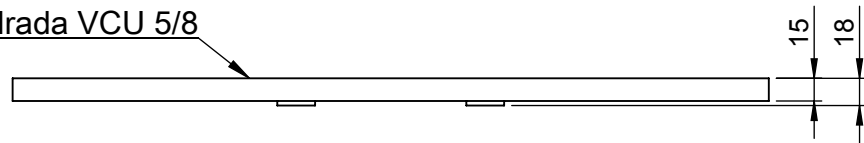


N° de lámina: 23 de 28		N° de hojas: 28		Denominación: ESLABÓN BASTIDOR SUPERIOR	ESPOCH INGENIERÍA MECÁNICA				
Sustitución:					Peso (Kg)	Tolerancia	Escala	Registro	
Datos	Nombre	Firma	Fecha		0.60 3.71	± 0.3	1:5		
Proyectó	Llanga Adrián		03/01/2011		ASTM A-36				Codificación D-001-IIF15-2011
Dibujó	Llanga Adrián		03/01/2011						
Revisó	Ing. Ruales W.		03/01/2011						
Aprobó	Ing. Ruales W.		03/01/2011	Materiales:					

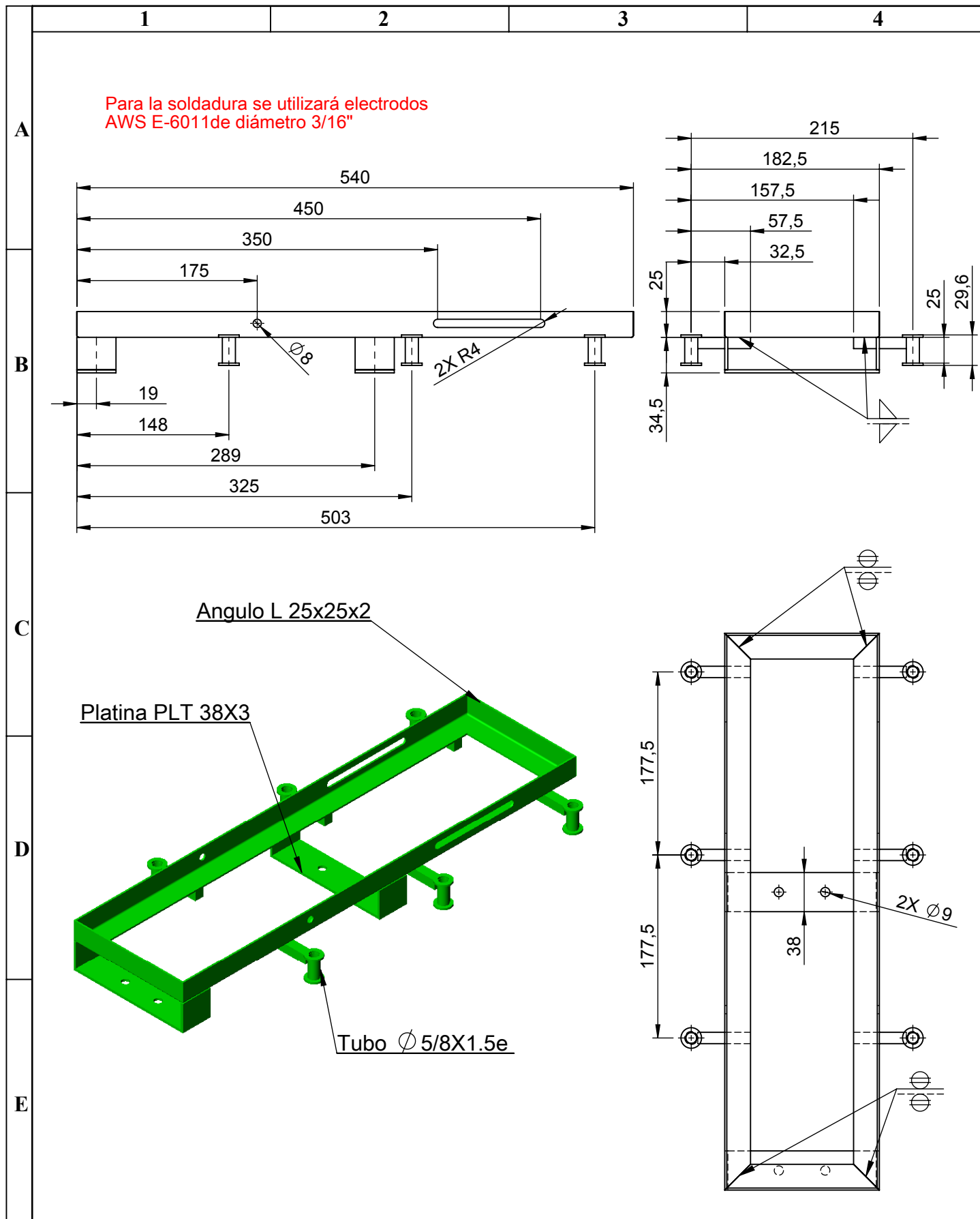
Para la soldadura se utilizará electrodos
AWS E-6011 de diámetro 3/16"



Varilla cuadrada VCU 5/8

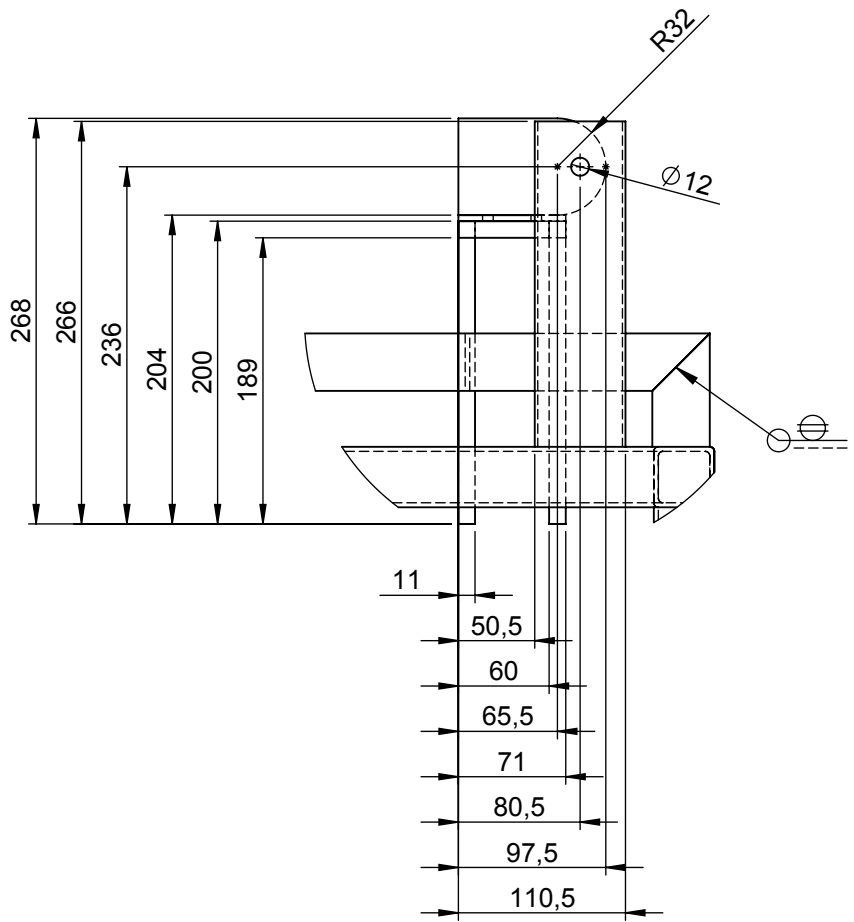
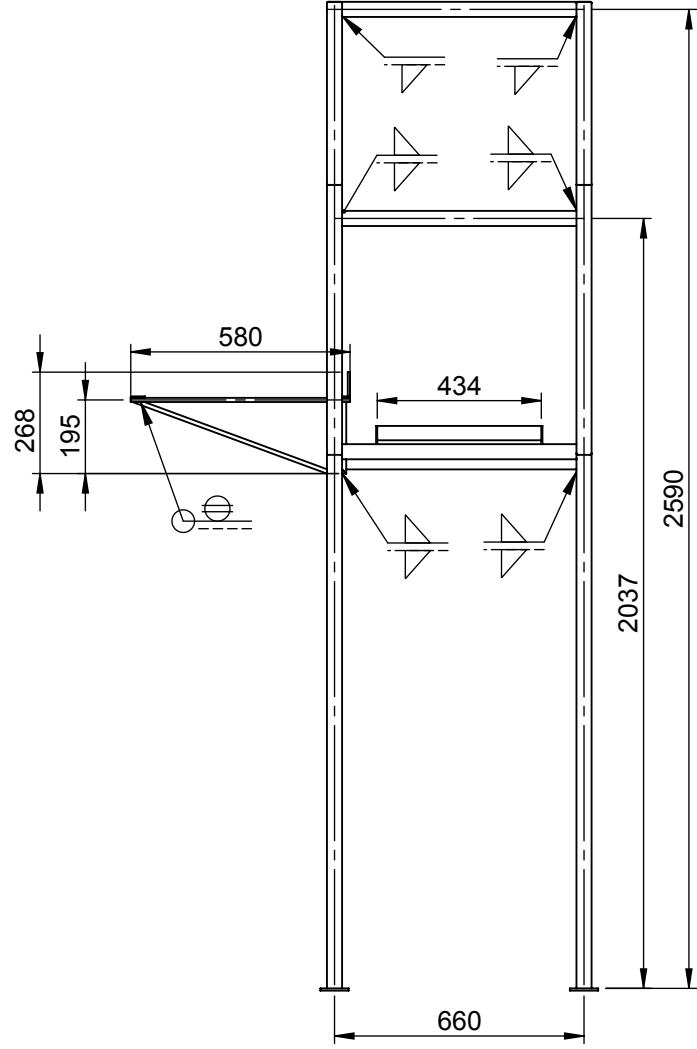
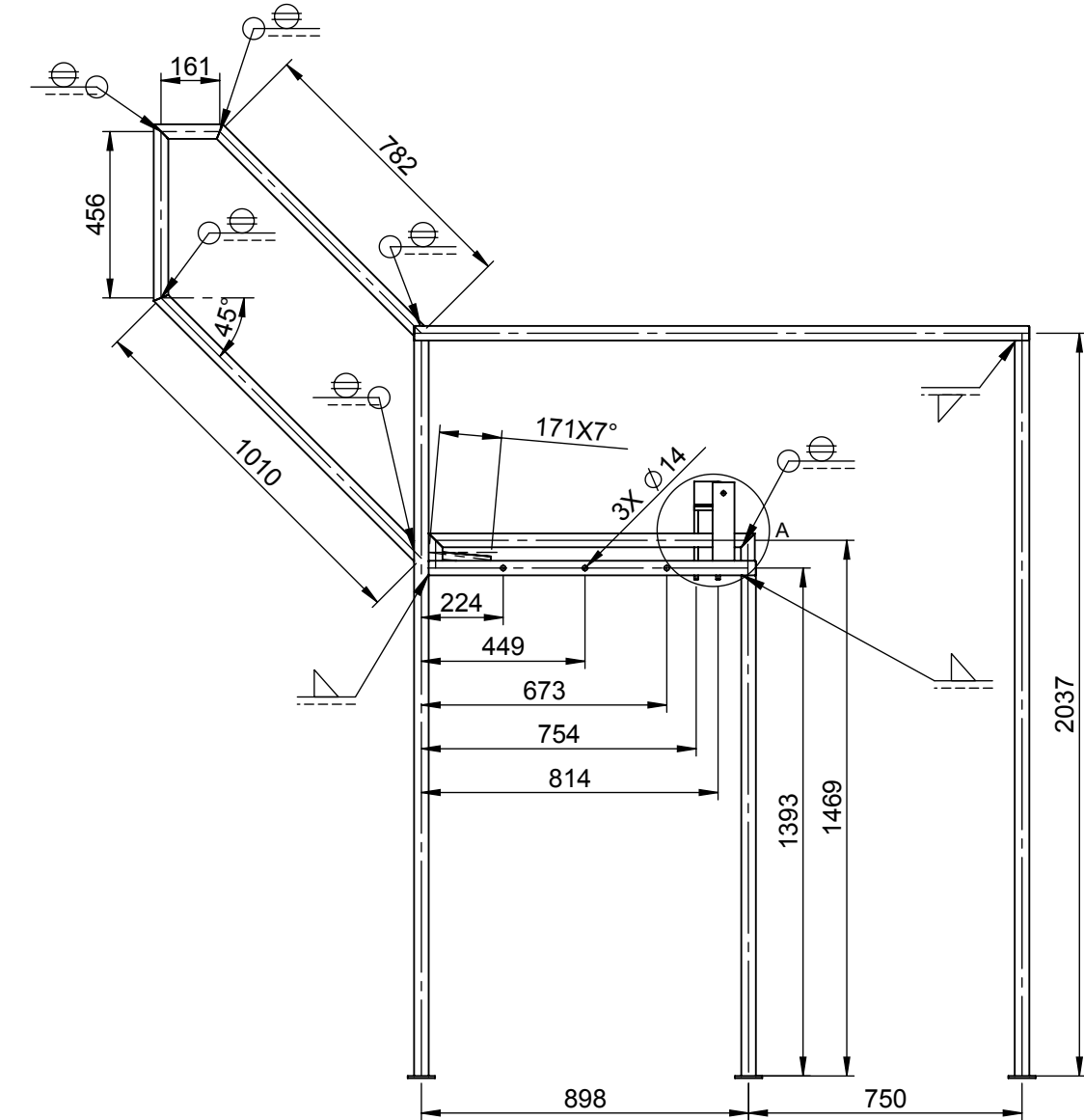


N° de lámina: 24 de 28		N° de hojas: 28		<div>Denominación:</div> <div>BRAZO BASTIDOR SUPERIOR</div> <div>SOPORTE RUEDA</div>	<div>ESPOCH</div> <div>INGENIERÍA MECÁNICA</div>			
Sustitución:					Peso (Kg)	Tolerancia	Escala	Registro
Datos	Nombre	Firma	Fecha		2.30 0.54	± 0.3	1:5	
Proyectó	Llanga Adrián		03/01/2011		<div>Materiales:</div> <div>ASTM A-36 AISI 1018</div>	<div>Codificación</div> <div>D-001-IIF16-2011</div>		
Dibujó	Llanga Adrián		03/01/2011					
Revisó	Ing. Ruales W.		03/01/2011					
Aprobó	Ing. Ruales W.		03/01/2011					

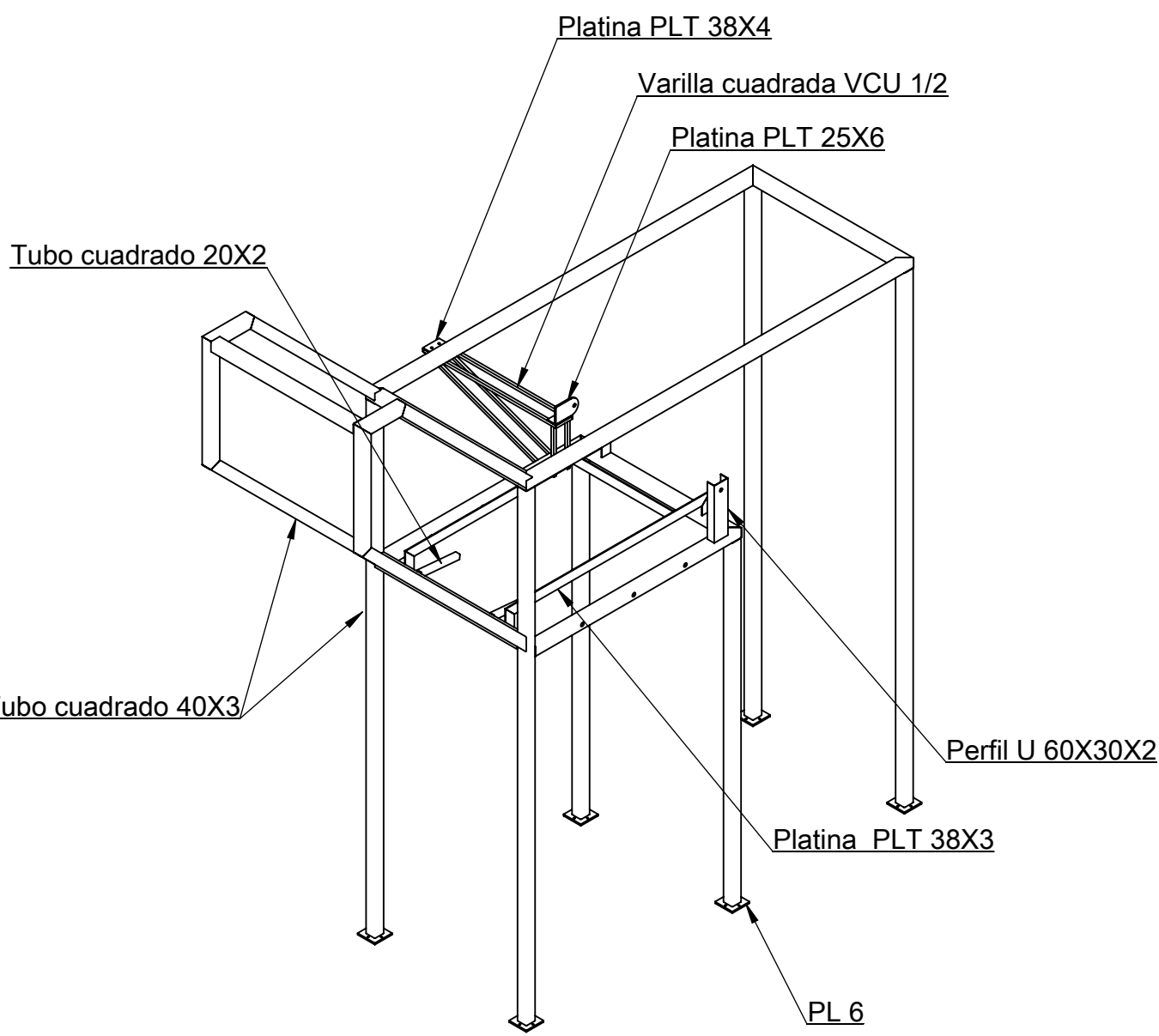


N° de lámina: 25 de 28		N° de hojas: 28		Denominación: BASTIDOR INFERIOR	ESPOCH INGENIERÍA MECÁNICA			
Sustitución:					Peso (Kg)	Tolerancia	Escala	Registro
Datos	Nombre	Firma	Fecha		1.67	± 0.3	1:5	
Proyectó	Llanga Adrián		03/01/2011		Codificación D-001-IIF17-2011			
Dibujó	Llanga Adrián		03/01/2011					
Revisó	Ing. Ruales W.		03/01/2011					
Aprobó	Ing. Ruales W.		03/01/2011	Materiales: ASTM A-36				

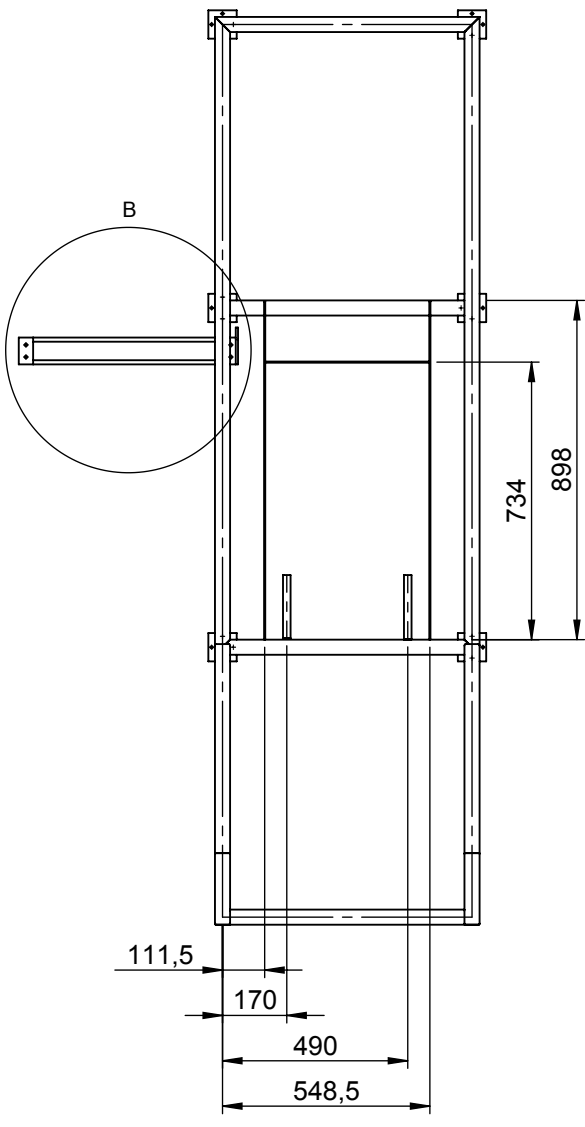
Para la soldadura de todos los
perfiles de la estructura se utilizará
electrodos AWS E-6011de diámetro 3/16"

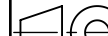


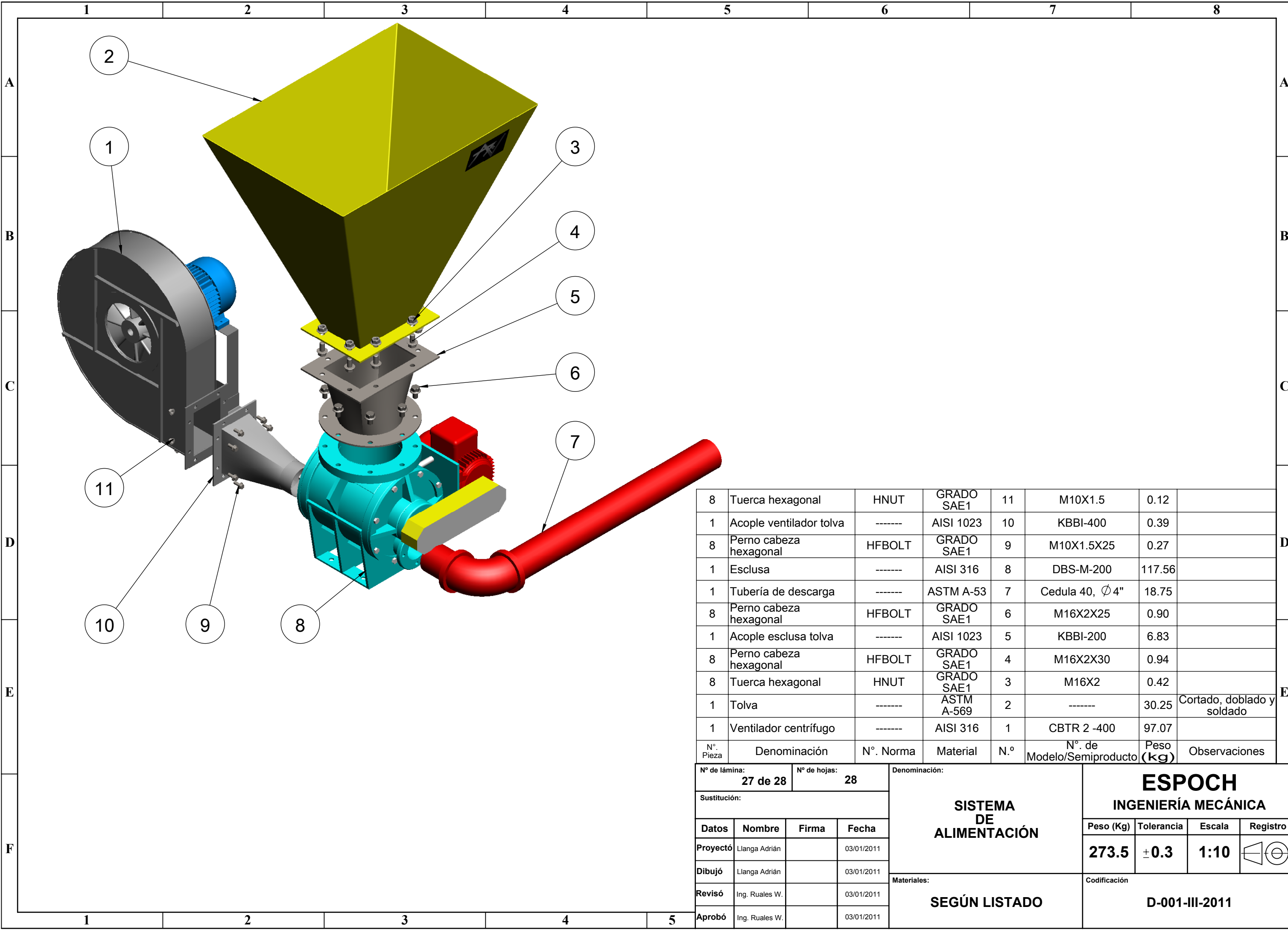
DETALLE A
ESCALA 1 : 5



DETALLE B
ESCALA 1 : 5

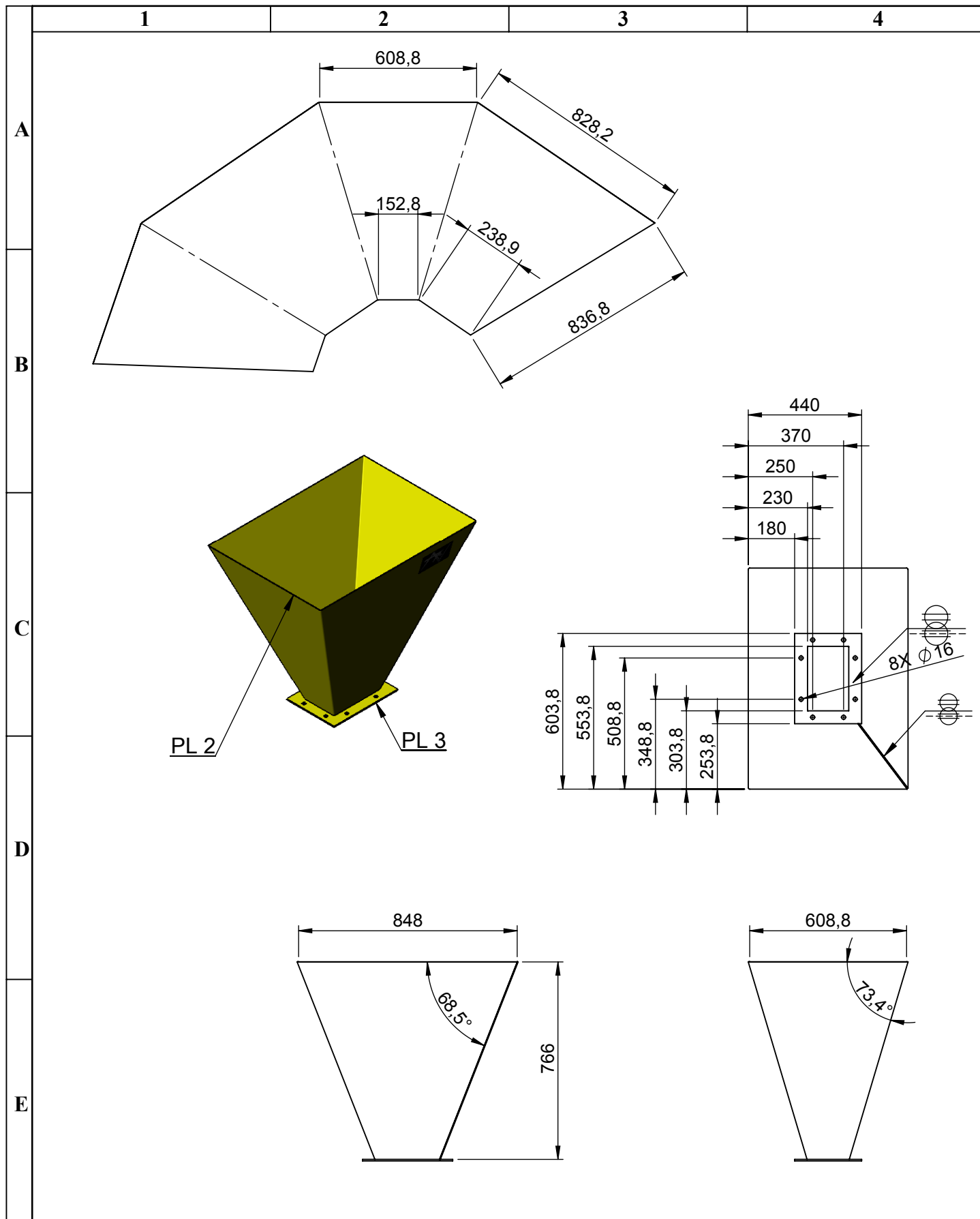


Nº de lámina: 26 de 28		Nº de hojas: 28		Denominación: ESTRUCTURA SISTEMA DE TRANSPORTE Y DESEMPAQUETADO	ESPOCH INGENIERÍA MECÁNICA				
Sustitución:					Peso (Kg)	Tolerancia	Escala	Registro	
Datos	Nombre	Firma	Fecha		90.52	± 0.3	V/E		
Proyectó	Llanga Adrián		03/01/2011		ASTM A-36				Codificación D-001-II18-2011
Dibujó	Llanga Adrián		03/01/2011						
Revisó	Ing. Ruales W.		03/01/2011						
Aprobó	Ing. Ruales W.		03/01/2011	Materiales:					



8	Tuerca hexagonal	HNUT	GRADO SAE1	11	M10X1.5	0.12	
1	Acople ventilador tolva	-----	AISI 1023	10	KBBI-400	0.39	
8	Perno cabeza hexagonal	HFBOLT	GRADO SAE1	9	M10X1.5X25	0.27	
1	Esclusa	-----	AISI 316	8	DBS-M-200	117.56	
1	Tubería de descarga	-----	ASTM A-53	7	Cedula 40, Ø 4"	18.75	
8	Perno cabeza hexagonal	HFBOLT	GRADO SAE1	6	M16X2X25	0.90	
1	Acople esclusa tolva	-----	AISI 1023	5	KBBI-200	6.83	
8	Perno cabeza hexagonal	HFBOLT	GRADO SAE1	4	M16X2X30	0.94	
8	Tuerca hexagonal	HNUT	GRADO SAE1	3	M16X2	0.42	
1	Tolva	-----	ASTM A-569	2	-----	30.25	Cortado, doblado y soldado
1	Ventilador centrífugo	-----	AISI 316	1	CBTR 2 -400	97.07	
Nº. Pieza	Denominación	Nº. Norma	Material	N.º	Nº. de Modelo/Semiproducto	Peso (kg)	Observaciones

Nº de lámina: 27 de 28		Nº de hojas: 28		Denominación: SISTEMA DE ALIMENTACIÓN		ESPOCH INGENIERÍA MECÁNICA			
Sustitución:						Peso (Kg)	Tolerancia	Escala	Registro
Datos	Nombre	Firma	Fecha			273.5	±0.3	1:10	
Proyectó	Llanga Adrián		03/01/2011	Materiales: SEGÚN LISTADO		Codificación D-001-III-2011			
Dibujó	Llanga Adrián		03/01/2011						
Revisó	Ing. Ruales W.		03/01/2011						
Aprobó	Ing. Ruales W.		03/01/2011						



N° de lámina: 28 de 28		N° de hojas: 28		Denominación: TOLVA	ESPOCH INGENIERÍA MECÁNICA			
Sustitución:					Peso (Kg)	Tolerancia	Escala	Registro
Datos	Nombre	Firma	Fecha		1.67	± 0.3	1:5	
Proyectó	Llanga Adrián		03/01/2011					
Dibujó	Llanga Adrián		03/01/2011					
Revisó	Ing. Ruales W.		03/01/2011	Materiales: ASTM A-569	Codificación			D-001-III19-2011
Aprobó	Ing. Ruales W.		03/01/2011					